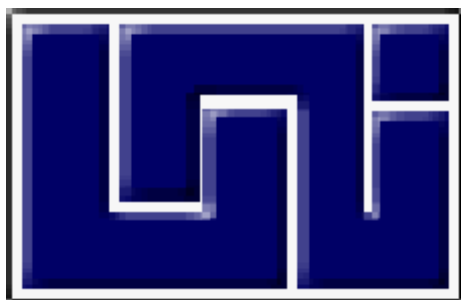


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA QUIMICA



**EVALUCIAON ENERGÉTICA EN LA PLANTA DE SOLVENTES (FÉNIX)
REFINERÍA ESSO MANAGUA**

TRABAJO MPNOGRÁFICO PRESENTADO POR:

**Ernesto José Avellán López
Norman Nelson Vega Obando**

Para optar al título de:
Ingeniero Químico

Tutor:
Ing. Rafael Gamero

Asesor:
Ing. Zela Margarita Fuentes

Managua, Nicaragua
Junio 2007

CARTA DEL TUTOR

El presente trabajo de diploma titulado “Evaluación Energética en la Planta de Solvente Fénix de la Refinería ESSO Managua”, realizado por el Br. Ernesto José Avellán López y el Br. Norman Nelson Vega Obando constituye un amplio ejercicio de ingeniería química, el cual ha sido posible como un proyecto conjunto con la Compañía ESSO.

El trabajo de los Bachilleres. Avellán López y Vega Obando se caracteriza por ser un estudio energético integral de interés de la Compañía ESSO, el cual incluye aplicaciones de termodinámica, balances de materia y energía y transferencia de calor asociadas a operaciones unitarias como destilación, calentamiento-enfriamiento, condensación y evaporación.

La tarea de evaluación energética desarrollada en la planta de solventes de la Refinería ESSO comprende cuatro procesos de producción de diferentes grados de solventes orgánicos, conocidos en el ámbito laboral de la compañía como “modos de producción”. Esto implicó un volumen de trabajo muy extenso que incluye adquisición de datos, tomas de muestras, análisis de laboratorio y especialmente cálculos de ingeniería química haciendo uso riguroso de herramientas computacionales (software) para la simulación de fraccionamiento y cálculos de propiedades termodinámicas y de transporte.

Como resultado de la intensa labor de los Bachilleres Avellán López y Vega Obando, se ha logrado conocer el desempeño de los diferentes equipos que forman parte de la planta de solventes durante su funcionamiento en cada modo de producción. Esto ha sido posible, mediante la oportuna combinación de los conocimientos de ingeniería química que los Bachilleres adquirieron durante sus estudios regulares, su experiencia laboral en la industria de derivados del petróleo y sus características particulares de dedicación e iniciativa.

Además de su valor como reporte de evaluación de interés de la Compañía ESSO, el presente documento posee un enorme valor agregado de interés académico, pues incluye novedades técnicas que pueden ser abordadas como ejemplos prácticos en diferentes cursos de la ingeniería química. El fruto de este trabajo constituye gran oportunidad de fortalecimiento de los vínculos Universidad-Industria que de una u otra forma ha venido impulsándose con el esfuerzo conjunto de ingenieros químicos del sector industrial y la Facultad de Ingeniería Química.

Por todas las razones expuestas, solicito a los miembros del tribunal calificador conceder al el Br. Ernesto José Avellán López y el Br. Norman Nelson Vega Obando el título de Ingeniero Químico.

Rafael Gamero
Tutor



DEDICATORIA

A Dios:

*Por ser mi creador: fuente inagotable de bondad y sabiduría.
Porque en todas mis metas siempre a estado ayudándome a no
desfallecer. Por ser mi padre eterno, que siempre me brindo su
mano cuando mas lo necesite.*

A mis padres:

*Por darme su infinito apoyo, confianza y amor, las cuales
fueron el principal soporte para transformarme en la persona
que hoy soy.*

A mi señora: Lucía Bobadilla. H.

*Por estar siempre a mi lado, por saber ser mi esposa y mi
mejor amiga a la vez. Por estar con migo en los buenos y
malos momentos de nuestra vida.*

Ernesto José Avellán López

DEDICATORIA

A Dios

Por darme fuerzas en los momentos más difíciles.

A mi madre

Angela Olando, por traerme al mundo, cuidarme con dedicación y esmero.

A mis hijos

Que los desatendi durante el proceso de estudio, les dedico este trabajo con todo el amor, respeto y admiración que se merecen.

A mi esposa

Ester Hernández quien con amor, paciencia y fortaleza supo entender los sacrificios realizados para alcanzar la culminación de este ciclo de la vida

Norman Nelson Vega Olando

AGRADECIMIENTO

A Dios por darnos la vida y las fuerzas para concretar nuestro trabajo.

Nuestro mas sincero agradecimiento a Ing. Zela Margarita Fuentes, por proponer y asesorar el trabajo monográfico.

A los directivos de Refinería ESSO Managua, por la oportunidad y apoyo incondicional en la realización del presente trabajo.

Especial agradecimiento al Ing. Rafael Gamero, por el arduo trabajo de tutoría y valioso aporte académico.

Al programa UNI – Asdi / SAREC - FIQ, por facilitar espacio en el laboratorio de secado y brindarnos apoyo con sus instalaciones de computo.

Al personal de laboratorio y proceso de la Refinería ESSO, por su colaboración en la recopilación de datos y obtención de resultados.

RESUMEN

El presente trabajo, consiste en una evaluación de los efectos energéticos involucrados en los procesos de producción de solventes de la planta Fénix de la refinería ESSO.

El funcionamiento de dicha planta tiene la particularidad de sufrir variaciones en el número de equipos incluidos en el proceso, de acuerdo al grado de solvente que se desea obtener (modo de producción); por lo tanto, los requerimientos energéticos también varían sustancialmente de un modo de producción a otro. Esto es debido tanto a las propiedades particulares de cada solvente producido como a los diferentes volúmenes de producción demandada. Los efectos energéticos están presentes en los procesos de evaporación, condensación, enfriamiento, fraccionamiento y reacciones de eliminación de aromáticos.

Para llevar a cabo el trabajo de evaluación: se realizaron varias jornadas de adquisición de datos y de toma muestras en diferentes puntos de la planta; los balances másicos y energéticos, así como los cálculos de la transferencia de calor y las caídas de presión fueron realizados con la alimentación de datos provenientes de los análisis de laboratorio de las muestras tomadas; datos de presión y temperatura adquiridos, de las impresiones del sistema de control automático; el sistema de caracterización de corrientes (PEGASYS, propiedad de ExxonMobil) y las dimensiones de cada uno de los equipos examinados.

En vista, que la cantidad de equipos utilizados en los diferentes modos de producción varían, se crearon hojas con secuencias de cálculos, para los diferentes intercambiadores que intervienen en los procesos. Las secuencias de cálculos desarrolladas, para los intercambiadores de aspas y doble tubo aletados, poseen un gran valor agregado de utilidad académica, ya que la información sobre estos tipos de intercambiadores es muy escasa en la literatura convencional.

El total de secuencias de cálculo desarrolladas para los cuatro modos de producción fue de 319, cada secuencia equivale a tres muestreos durante el día, es decir 957 tomas de datos para la realización del presente trabajo.

La evaluación energética, ha permitido dilucidar la cantidad de energía consumida y la eficiencia térmica de los diferentes procesos de obtención de solventes, desarrollados en la planta. A partir de estos resultados, se detectó la existencia de equipos subutilizados; debido a sobredimensionamiento o instalación sin un previo diseño adecuado. El análisis de los resultados generó también una propuesta técnica en el modo D60 para reducir su alto consumo actual de energía.

ALCANCE Y LIMITACIONES DEL ESTUDIO

Alcance

El presente trabajo incluye el cálculo de los balances másico y energético, transferencia de calor (factores de obstrucción y coeficientes de transferencia de calor) y caídas de presión en los equipos de la planta de solventes Fénix, utilizando secuencias de cálculo reconocidas por ExxonMobil.

Se incluyen datos de temperatura, presión y flujos de las diferentes corrientes utilizados en la realización del trabajo, los cuales fueron obtenidos mediante lectura directa en la planta.

Los datos de las propiedades físicas y de transporte de las diferentes corrientes, fueron obtenidas mediante análisis de laboratorio y caracterizados por el programa PEGASYS (propiedad de ExxonMobil).

Limitaciones

El trabajo realizado no abarca el cálculo interno de las torres de destilación, tales como el goteo*, inundación y eficiencia de los platos; debido a que no se cuenta con resultados de la composición exacta por componentes, en las corrientes del sistema evaluado.

Ciertos cálculos fueron efectuados utilizando unidades del sistema internacional ya que se contaba con una secuencia de ecuaciones en sistema estándar; sin embargo, los datos y resultados obtenidos se reportan en sistema inglés, ya que es el sistema de unidades que tradicionalmente utiliza la compañía.

En los cálculos de ciertos modos de producción, no se incluyeron algunos equipos como intercambiadores de aspás; por no ser de interés para la compañía.

El modo de producción de SOLVESSO 100, no se incluye en el presente trabajo, ya que durante el periodo de toma de datos, la planta de solventes operó este modo solamente un día.

No se realizaron cálculos de costo de operación, ya que no fueron solicitados por la compañía ni constituyen un objetivo propuesto en la definición del problema planteado.

* En la jerga industrial se conoce como “lloriqueo”

ÍNDICE

Capítulo	Descripción	Pág.
	Carta del tutor	i
	Dedicatoria	ii
	Agradecimiento	iv
	Resumen	v
	Alcances y limitaciones del estudio	vi
	Índice	vii
I	Introducción	1
II	Objetivos	2
III	Marco de referencia	3
3.1	Breve descripción del proceso de producción	3
3.1.1	Operación aromáticos, (XILENO, SOLVESSO 100)	4
3.1.2	Operación EXXSOL D40	4
3.1.3	Operación EXXSOL D60	6
3.1.4	Operación EXXSOL DSP 65/100 Y 120/180	6
3.2	Formas de transferencia de calor	7
3.2.1	Transmisión de calor por conducción	7
3.2.2	Transmisión de calor por convección	8
3.3	Destilación	9
3.3.1	Fraccionamiento	9
3.3.2	Torres de platos	10
3.4	Balance de calor en las torres de destilación	11
3.5	Tipos de intercambiadores de calor	12

3.6	Intercambiadores de tubo y coraza	12
3.6.1	Balance de calor en rehervidores	15
3.6.2	Coeficiente de transferencia térmica global	16
3.6.3	Caídas de presión	20
3.7	Intercambiadores de doble tubo	21
3.7.1	Intercambiadores de doble tubo aletados	22
3.7.2	Cálculo de transferencia de calor en el ánulo	22
3.7.3	Cálculo de transferencia de calor en el tubo interno	25
3.7.4	Cálculo de caída de presión por el lado del ánulo	26
3.7.5	Cálculo de caída de presión por el lado del tubo interno	27
3.8	Intercambiadores de calor con aire forzado o inducido	27
3.8.1	Cálculo de factores geométricos	28
3.8.2	Cálculo de velocidad del aire y coeficientes de transferencia	30
3.8.3	Cálculo de caída de presión para intercambiador de aire	31
IV	Metodología	32
4.1	Mediciones de las principales variables involucradas en el proceso	32
4.1.1	Obtención de temperatura	32
4.1.2	Obtención de flujos	33
4.1.3	Obtención de presiones	33
4.1.4	Muestreo de corrientes	33
4.2	Recopilación de datos	34
4.3	Procesamiento de la información	34
V	Presentación y discusión de los resultados	35
5.1	Balance de masa, energía y coeficiente de transferencia de calor en el modo de producción XILENO	35

5.1.1	Balance de masa modo de producción XILENO	35
5.1.2	Balance energético en modo de producción XILENO	40
5.1.3	Coefficientes de transferencia de calor y caída de presión modo XILENO	44
5.2	Balance de masa, energía y coeficiente de transferencia de calor en el modo de producción en modo D40	46
5.2.1	Balance de masa modo de producción D40	46
5.2.2	Balance energético en modo de producción D40	48
5.2.3	Coefficientes de transferencia de calor y caída de presión modo D40	52
5.3	Balance de masa, energía y coeficiente de transferencia de calor en el modo de producción D60	53
5.3.1	Balance de masa modo de producción D60	53
5.3.2	Balance energético en modo de producción D60	56
5.3.3	Coefficientes de transferencia de calor y caída de presión modo D60	59
5.4	Balance de masa, energía y coeficiente de transferencia de calor en el modo de producción DSP	61
5.4.1	Balance de masa modo de producción DSP	61
5.4.2	Balance energético en modo de producción DSP	64
5.4.3	Coefficientes de transferencia de calor y caída de presión modo DSP	69
5.5	Comparativo promedio en balance de masa, energía, coeficiente de transferencia de calor, eficiencia térmica y caída de presión en los diferentes modos de producción de la planta de solventes	73
VI	Conclusiones	87
7.1	Balance másico	87
7.2	Balance energético	88
7.3	Coefficientes de transferencia de calor y caídas de presión.	88

VII	Recomendaciones	89
VIII	Acrónimo y nombres convencionales	90
IX	Nomenclatura	92
X	Bibliografía	95

Apéndice A

Tablas y figuras que consolidan el marco de referencias y metodología

Esquema de producción modo aromáticos, presiones y puntos de muestreo	A-1
Esquema de producción EXXSOL D40, presiones y puntos de muestreo	A-2
Esquema de producción EXXSOL D60, presiones y puntos de muestreo	A-3
Esquema de producción EXXSOL DSP, presiones y puntos de muestreo	A-4
Entalpías de fracciones de petróleo con un factor de caracterización de 10	A-5
Entalpías de fracciones de petróleo con un factor de caracterización de 11	A-6
Entalpías de fracciones de petróleo con un factor de caracterización de 12	A-7
Entalpías de fracciones de petróleo con un factor de caracterización de 13	A-8
Factores de corrección de MLDT para intercambiadores 1-2	A-9
Factores de corrección de MLDT para intercambiadores 2-4	A-9
Coeficiente de película para calor sensible y ebullición con recirculación natural	A-10
Factor de corrección para intercambiadores de aspas	A-10
Factores de fricción del lado de los tubos	A-11
Curva de transferencia de calor del lado de los tubos	A-12
Caída de presión en el retorno de los tubos (codos)	A-12
Metodología para el cálculo energético en las torres de destilación	A-13
Flujo grama de cálculo para encontrar U_D , U_C y R_D del rehervidor	A-14
Flujo grama de cálculo para encontrar U_D , U_C y R_D del intercambiador	A-15
Metodología para el cálculo del intercambiador doble tubo E-58	A-16

Metodología para el cálculo del intercambiador de aspás	A-19
Diagrama de presión – entalpía de mezcla de gases	A-21
Curva de transferencia de calor para el lado de la coraza	A-22
Factores de fricción del lado de la coraza	A-23
Dimensiones para intercambiadores 1/1 doble tubo	A-24
Características de los tubos de intercambiadores de calor	A-25

Apéndice B

Datos recolectados directamente de la planta

Apéndice C

Ejemplo de cálculos realizados en los diferentes tipos de equipos (EXXSOL D60 del 22 de Junio 2004)

Cálculo energético en las torres de destilación T-802 y el rehervidor E-28	C-1
Cálculo en intercambiador de calor de aire inducido E-16 de la torre T-802	C-10
Cálculo en el intercambiador de calor E-7	C-18
Cálculo en el intercambiador de calor E-15	C-24
Cálculo en el intercambiador de calor E-58 doble tubo	C-26

Apéndice D

Tablas de resultados obtenidos a partir de análisis de balances másicos, energéticos, y verificación de parámetros de diseño de los equipos

Apéndice E

Fotos de la planta de solventes Fénix

Lista de figuras y tablas

Figuras	Título	Pág.
Fig. 3.1	Reacción de hidrogenación de aromáticos	5
Fig. 3.2	Plato de válvula para una torre de destilación	10
Fig. 3.3	Esquema básico de una torre de destilación	12
Fig. 3.4	Intercambiador de calor con cabeza flotante (pasos 1-2)	13
Fig. 3.5	Intercambiador de calor de tubos en U (pasos 2-2)	13
Fig. 3.6	Intercambiador doble tubo	22
Fig. 3.7	Intercambiadores de calor con aire (a) Aire forzado (b) Aire inducido	28
Fig. 3.8	Geometría de las aletas en los tubos (a) y (b) 1/1 doble tubos (c) intercambiador con aire	29
Fig. 5.1	Comportamiento y comparación de los flujos de alimentación y los productos obtenidos en la torre de destilación T-802 en el modo XILENO	37
Fig. 5.2	Comportamiento y comparación de los flujos de alimentación y los productos obtenidos en las torres de destilación que trabajan en serie T-803/T-806 modo XILENO	38
Fig. 5.3	Flujo másico en los tubos del intercambiador de aspas E-16 en modo XILENO	38
Fig. 5.4	Flujo másico en los tubos del intercambiador de aspas E-9 en modo XILENO	39
Fig. 5.5	Comportamiento del flujo de alimentación en al condensador E-800 modo XILENO	39
Fig. 5.6	Comportamiento del flujo de alimentación al enfriador E-25 en el modo XILENO	39

Fig. 5.7	Comportamiento y comparación de los flujos de calor suministrados a la torre de destilación T-802 en el modo XILENO	41
Fig. 5.8	Comportamiento y comparación de los flujos de calor suministrados a las torres de destilación T-803/806 en el modo XILENO	42
Fig. 5.9	Comportamiento del flujo de calor retirado por el intercambiador de calor E-16 en el modo XILENO	42
Fig. 5.10	Comportamiento del flujo de calor retirado por el intercambiador de calor E-9 en el modo XILENO	42
Fig. 5.11	Comportamiento del flujo de calor retirado por el intercambiador de calor E-800 en el modo XILENO	43
Fig. 5.12	Comportamiento del flujo de calor retirado por el intercambiador de calor E-25 en el modo XILENO	43
Fig. 5.13	Comportamiento del flujo másico de las entradas y salidas de la torre T-809 modo EXXSO D40	48
Fig. 5.14	Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-7 modo EXXSOL D40	49
Fig. 5.15	Comportamiento del flujo de calor en el intercambiador E-15 modo EXXSOL D40	50
Fig. 5.16	Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-58 modo EXXSOL D40	50
Fig. 5.17	Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-901 modo EXXSOL D40	51
Fig. 5.18	Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-902 modo EXXSOL D40	51
Fig. 5.19	Comportamiento del flujo energético en el rehervidor E-30 modo EXXSOL D40	52
Fig. 5.20	Comportamiento y comparación de los flujos de alimentación y los productos obtenidos en la torre de destilación T-802 modo EXXSOL D60	55

Fig. 5.21	Comportamiento del flujo másico en la torre T-809 modo EXXSOL D60	55
Fig. 5.22	Comparación de los flujos de calor suministrados a la torre de destilación T-802 por el rehurstador E-28 modo EXXSOL D60	57
Fig. 5.23	Comparación de los flujos de calor suministrados a la torre de destilación T-809 por el rehurstador E-30 modo EXXSOL D60	58
Fig. 5.24	Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-7 modo EXXSOL D60	59
Fig. 5.25	Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-15 modo EXXSOL D60	59
Fig. 5.26	Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-58 modo EXXSOL D60	60
Fig. 5.27	Comportamiento del flujo másico en el intercambiador E-15 modo EXXSOL DSP	65
Fig. 5.28	Comportamiento del flujo de másico de las entradas y salidas de la T-809 modo EXXSOL DSP	65
Fig. 5.29	Comportamiento del suministrado por el rehurstador E-28 y absorbido por la torre T-802 en el modo EXXSOL DSP	67
Fig. 5.30	Comportamiento del suministrado por el rehurstador E-804 y absorbido por la torre T-803/806 en el modo EXXSOL DSP	68
Fig. 5.31	Comportamiento del suministrado por el rehurstador E-30 y absorbido por la torre T-809 en el modo EXXSOL DSP	68
Fig. 5.32	Comportamiento del flujo calor en el intercambiador E-15 modo EXXSOL DSP	69
Fig. 5.33	Comportamiento del flujo calor en el intercambiador E-7 modo de producción EXXSOL DSP	69
Fig. 5.34	Comportamiento del flujo calor en el intercambiador E-58 modo de producción EXXSOL DSP	69
Fig. 5.35	Comportamiento del U_D al aumentar el flujo másico en el intercambiador E-15 en el modo de producción EXXSOL DSP	72

Fig. 5.36	Comportamiento de la eficiencia al aumentar el flujo másico en el intercambiador E-15 en el modo de producción EXXSOL DSP	72
Fig. 5.37	Comportamiento de flujo másico de equipos periféricos de la Torre T-802	76
Fig. 5.38	Comportamiento de flujo de calor de equipos periféricos de la Torre T-802	77
Fig. 5.39	Comportamiento de las caídas presión en los equipos periféricos de la Torre T-802	77
Fig. 5.40	Comportamiento la eficiencia térmica en los equipos periféricos de la Torre T-802	78
Fig. 5.41	Comportamiento de flujo másico de equipos periféricos de la Torre T-803/806	78
Fig. 5.42	Comportamiento de flujo de calor en los equipos periféricos de la Torre T-803/806	79
Fig. 5.43	Comportamiento de las caídas de presión en equipos periféricos de la Torre T-803/806	79
Fig. 5.44	Comportamiento de la eficiencia térmica en los equipos periféricos de la Torre T-803/806	80
Fig. 5.45	Comportamiento del flujo másico en los equipos periféricos de la Torre T-809	81
Fig. 5.46	Comportamiento del flujo de calor en los equipos periféricos de la Torre T-809	81
Fig. 5.47	Comportamiento de la caída de presión en los equipos periféricos de la Torre T-809	82
Fig. 5.48	Comportamiento de la eficiencia térmica en los equipos periféricos de la Torre T-809	82
Fig. 5.49	Comportamiento del flujo másico de los intercambiadores E-7, E-15 y E-58	83
Fig. 5.50	Comportamiento del flujo de calor de los intercambiadores E-7, E-15 y E-58	84

Fig. 5.51	Comportamiento de las caídas de presión de los intercambiadores E-7, E-15 y E-58	84
Fig. 5.52	Longitud requerida para cada modo de producción del intercambiador doble tubo E-58	85
Fig. 5.53	Comportamiento de las eficiencias térmicas de los intercambiadores E-7 y E-15	85
Fig. 5.54	Sumatoria del consumo de aceite caliente en la obtención de los diferentes modos de producción	86
Fig. 5.55	Sumatoria del consumo de energético en la obtención de los diferentes modos de producción.	86
Tablas	Título	Pág.
Tabla 3.1	Uso comercial de los solventes	3
Tabla 3.2	Modos de producción, unidad utilizada y productos obtenidos	3
Tabla 3.3	Corrientes del modo XILENO	4
Tabla 3.4	Corrientes del modo EXXSOL D40	5
Tabla 3.5	Corrientes del modo EXXSOL D60	6
Tabla 3.6	Corrientes del modo EXXSOL DSP 65/100 y 120/180	7
Tabla 3.7	Descodificación para las figuras 3.4 y 3.5	14
Tabla 5.1	Comparación de los flujos en las torres del modo XILENO	37
Tabla 5.2	Desviación estándar de los flujos en las torres del modo XILENO	37
Tabla 5.3	Comparación de los flujos de máscos en los equipos del modo XILENO	40
Tabla 5.4	Desviación estándar de los flujos calientes en los equipos del modo XILENO	40
Tabla 5.5	Comparación de los flujos de calor en los rehervidores del modo XILENO	43
Tabla 5.6	Desviación estándar de los flujos calor en los rehervidores del modo XILENO	44

Tabla 5.7	Flujos de calor en los intercambiadores de aspas en el modo XILENO	44
Tabla 5.8	Desviación estándar de los flujos calor en los intercambiadores del modo XILENO	44
Tabla 5.9	Coefficientes de transferencia de calor, factor de obstrucción y desviación estándar en los diferentes intercambiadores del modo XILENO	46
Tabla 5.10	Comparación de los flujos de másicos en los equipos del modo EXXSOL D40	47
Tabla 5.11	Desviación estándar de los flujos calientes en los equipos del modo EXXSOL D40	48
Tabla 5.12	Comparación de los flujos en las torres del modo EXXSOL D40	49
Tabla 5.13	Desviación estándar del flujo de alimentación en la torre T-809 modo EXXSOL D40	49
Tabla 5.14	Coefficientes de transferencia de calor del intercambiador E-30 del modo D40	52
Tabla 5.15	Desviación estándar de los flujos calor de los equipos del modo EXXSOL D40	53
Tabla 5.16	Coefficientes de transferencia de calor, factor de obstrucción y desviación estándar en los diferentes intercambiadores del modo EXXSOL D40	54
Tabla 5.17.	Comparación de los flujos en las torres del modo EXXSOL D60	55
Tabla 5.18	Flujos másicos en intercambiadores del modo EXXSOL D60	56
Tabla 5.19	Desviación estándar del flujo másico de los equipos del modo EXXSOL D60	57
Tabla 5.20	Comparación de los flujos de calor en los intercambiadores del modo EXXSOL D60	58
Tabla 5.21	Coefficientes de transferencia de calor, factor de obstrucción y desviación estándar en los diferentes intercambiadores del modo	61

EXXSOL D60

Tabla 5.22	Comparación de los flujos en las torres del modo EXXSOL DSP	62
Tabla 5.23	Comparación de los flujos másicos en los intercambiadores del modo EXXSOL DSP	63
Tabla 5.24	Desviación estándar del flujo másico de los equipos del modo EXXSOL DSP	64
Tabla 5.25	Comparación de los flujos de calor en los intercambiadores del modo EXXSOL DSP	66
Tabla 5.26	Desviación estándar de los flujos calor en los diferentes intercambiadores del modo EXXSOL DSP	67
Tabla 5.27	Coefficientes de transferencia de calor (U_C y U_D), factores de obstrucción (R_D) en rehervidores e intercambiadores del modo EXXSOL DSP	70
Tabla 5.28	Coefficientes de transferencia de calor (U_C y U_D), factores de obstrucción (R_D) en intercambiadores de aspas del modo EXXSOL DSP	71
Tabla 5.29	Resultados obtenidos en los equipos de los modos de producción XILENO, D60 y DSP	74
Tabla 5.30	Resultados obtenidos en los equipos de los modos de producción de D40, D60 y DSP	75
Tabla 5.31	Resultados obtenidos en el equipo E-26 del modo de producción DSP	76

I. INTRODUCCION

Los productos derivados del petróleo son sustancias orgánicas con un alto poder de dilución para diferentes materiales químicos orgánicos. Los solventes más comunes obtenidos en la industria petroquímica son; xileno, tolueno, hexano, heptano, nafta, parafinas e hidrocarburos alifáticos desaromatizados. Los solventes de tipo aromáticos presentan mayor capacidad de disolver seguidos de las naftas y de las parafinas.

Los solventes aromáticos como los isómeros del xileno, naftaleno y seudocumeno (aromáticos pesados) son obtenidos a partir del fraccionamiento de gasolina provenientes de conversión catalítica.

Los solventes dearomatizados con un alto contenido nafténicos y parafínicos son obtenidos por medio de la hidrogenación de las moléculas de compuestos aromáticos y su posterior fraccionamiento. Las materias primas para la obtención de estos compuestos son naftas, VARSOL y kerosén.

En Nicaragua, Refinería ESSO cuenta con una planta de productos químicos diseñada para producir diferentes grados de solventes, los cuales son conocidos por sus nombres comerciales como: XILENO, SOLVESSO 100, EXXSOL D40, EXXSOL D60, EXXSOL DSP 65/100, EXXSOL DSP 120/180; Cabe señalar que el producto XILENO es un corte de destilado que contiene principalmente orto, meta y para xileno, mezclado con otros compuestos como el etilbenceno.

La utilización de intercambiadores de calor y el conocimiento de su eficiencia térmica es de vital importancia para el aprovechamiento total de la energía y la optimización del proceso, es decir conociendo las cargas máximas y mínimas de operación [2, 4, 7].

El presente trabajo monográfico, consiste en realizar una evaluación de la eficiencia energética a dicha planta, con el fin de calcular los requerimientos de energía en la obtención de los diferentes grados de solventes. Esta evaluación será un insumo de gran utilidad para la toma de decisiones de la compañía, dirigidas al mejoramiento del funcionamiento de la planta de solventes como medida de ahorro energético, incremento de la eficiencia y producción más limpia.

La planta esta equipada con cuatro torres de destilación de platos, una de relleno, cada una con sus respectivos rehervidores y condensadores, además cuenta con un reactor de hidrogenación, otros calentadores y enfriadores para brindar las temperaturas que el proceso necesita.

La evaluación de la planta se realizó en las condiciones normales de trabajo, y estuvo enfocada en las siguientes variables: corrientes de alimentación, productos y retornos; temperatura y presión en las torres, rehervidores y condensadores de aire forzado o inducido, debido a que estas variables son las que inciden directamente en el gasto energético del proceso.

II. OBJETIVOS

2.1 Objetivo General:

Determinar la eficiencia y el consumo energético de la planta de solventes Fénix, para cada uno de los modos de producción.

2.2 Objetivos Específicos:

Calcular el desempeño energético a través de la eficiencia de transferencia de calor en los diferentes intercambiadores de calor de la planta FÉNIX, siguiendo los procedimientos de cálculos ExxonMobil.

Verificación de parámetros de diseño mediante el cálculo de energéticos de eficiencia.

Realizar un balance másico y energético en las torres de fraccionamiento.

Obtener propiedades físicas y transporte de las corrientes del proceso mediante el uso de un programa caracterizador, necesario para la realización de balances másicos y energético.

III. MARCO DE REFERENCIA

El proyecto Fénix, es la primera planta de solventes en el área Centroamericana totalmente integrada a la refinería. La planta produce seis grados de solventes para abastecer el mercado centroamericano [16].

Los solventes son de gran utilidad para muchas industrias químicas y son obtenidos de productos derivados del petróleo, a través de destilaciones y reacciones catalíticas. Para realizar estas operaciones unitarias se requiere una gran cantidad de energía, la cual se obtiene en los rehervidores de las torres de destilación e intercambiadores de calor.

Los productos que ofrece la planta de solventes poseen estándares de calidad internacional, además la refinería cuenta con un moderno sistema de control de proceso y un laboratorio de control de calidad altamente calificado. La tabla 3.1 muestra el uso comercial de los solventes producidos en la planta de solventes Fénix [17].

Tabla 3.1: Uso comercial de los solventes [17]

Solvente	Uso comercial
XILENO	Elaboración de productos para la protección de cosechas, pinturas, lacas, mezclas de aguarrás
SOLVESSO 100	Combustible de aviación, solventes para lacas especiales
EXXSOL D40	Lavado en seco, pinturas sin olor, solventes de ceras, betunes, pinturas
EXXSOL D60	Rolado de aluminio, desengrase de carros, limpieza de partes, pinturas, ceras, insecticidas
EXXSOL DSP 65/100	Elaboración de diluyentes, adhesivos, aguarrás para pinturas y lacas

3.1 Breve descripción del proceso de producción

Como se menciona anteriormente, la planta Fénix opera en diferentes modos de producción, no todos los productos pueden ser obtenidos en un solo proceso. La tabla 3.2 muestra los modos de producción la unidad de la planta utilizada y los productos obtenidos.

Tabla 3.2: Modos de producción, unidad utilizada y productos obtenidos [16]

Modo de producción	Unidad utilizada	Productos obtenidos
AROMÁTICOS	Fraccionadora	XILENO y SOLVESSO100
EXXSOL D40	Hidrogenación	EXXSOL D40
EXXSOL D60	Fraccionadora, hidrogenación	EXXSOL D60
EXXSOL DSP	Fraccionadora, hidrogenación	EXXSOL DSP 65/100 y EXXSOL DSP 120/180

3.1.1 Operación aromáticos, (XILENO, SOLVESSO 100)

El proceso comienza con la alimentación a la torre fraccionadora (T-802), la materia prima conocida como reformado pesado, proviene de refinería. Aproximadamente 1,470 *bl./d* son introducidos a la torre (T-802), donde los componentes más ligeros que el etilbenceno se fraccionan al tope el cual retorna al proceso de producción de gasolina. El fondo es alimentado a las torres que trabajan en serie (T-803/806). La alimentación entra directamente a la torre (T-806), el producto del tope es alimentado a la torre (T-803). Parte de esta corriente es enviada a la torre (T-806) como enriquecimiento de alimentación, obteniéndose XILENO por el tope de la torre (T-803). El fondo de la torre (T-806) es enviado a la torre (T-807), donde se obtiene SOLVESSO 100, como producto lateral. Debido a que pocas veces entra en operación la torre (T-807). El producto de fondo de la torre (T-806) es enviado directamente al proceso de producción de gasolina [16]. Observar en el apéndice A en la figura A.1.

Para caracterizar las corrientes de alimentación, productos y subproductos se les asigna un número de muestra. La tabla 3.3 indica el número y características de las corrientes en el ciclo de producción para el modo de aromáticos.

Tabla 3.3: Corrientes del modo XILENO [18]

Corriente N°	Características
14	Alimentación a la torre (T-802) Reformado Total
88	Producto de tope de la torre (T-802) Reformado Liviano
89	Fondo de la (T-802) y alimentación a la (T-806) Reformado Pesado
86	Producto de tope de la torre (T-803) XILENO Industrial a tanque
90	Fondo de la torre (T-806) Reformado Pesado

3.1.2 Operación EXXSOL D40

La materia prima para EXXSOL D40, es el VARSOL 40, el cual también es un producto de la refinería. La producción de EXXSOL D40 se realiza mediante el proceso de hidrogenación del VARSOL 40, en la unidad de hidrogenación de solventes “SHU” (por sus siglas en inglés). El VARSOL contenido en los tanques es bombeado por la (P-53) a la unidad de hidrogenación, la cual opera a 550 *bl./d* aproximadamente. Luego entra al tambor (D-900) que sirve como acumulador para mantener la alimentación constante al SHU.

A continuación, el VARSOL se bombea hasta el intercambiador (E-7), por el lado de los tubos, donde se calienta con el efluente del reactor (R-900), por el lado de la coraza. Una vez caliente, se mezcla con los gases provenientes del reactor (R-4). La mezcla líquido-gas incrementa su temperatura en el intercambiador (E-15), que trabaja con aceite caliente, antes de entrar al reactor (R-900) para reducir el contenido de aromáticos.

El producto que sale del reactor (R-900); VARSOL dearomatizado, pasa por los intercambiadores (E-58), (E-7) y (E-901), donde se enfría y es acumulado en los tambores D-2/D-3. Los líquidos del tambor (D-2) son enviados por gravedad a la torre fraccionadora (T-809), obteniéndose EXXSOL D40 por el fondo.

El gas de tratar, utilizado en la unidad de hidrogenación de solvente (SHU) proviene del reformador. Debido a que el gas es rico en hidrógeno, puede contener trazas de sulfuro de hidrógeno (veneno para el catalizador de hidrogenación). Este se precalienta en el intercambiador (E-58) y pasa a través del reactor (R-4) que se encuentra cargado con óxido de zinc adsorbente, un material que reacciona con el sulfuro de hidrógeno presente en el gas de tratar [16].

La hidrogenación realizada en el reactor (R-900), es un proceso catalítico cuya meta principal es la conversión de los aromáticos a naftenos (cicloalcanos) por medio de la saturación con hidrógeno, utilizando catalizador de níquel a temperaturas de (250-465 F) y presiones (300-400 psi) moderadas. En la tabla 3.4 se muestran las diferentes corrientes del modo EXXSOL D40 y en la figura 3.1 representa la reacción hidrogenación, que siguen los hidrocarburos aromáticos al transformarse a nafténicos [3, 16]. Ver la figura A.2 en apéndice.

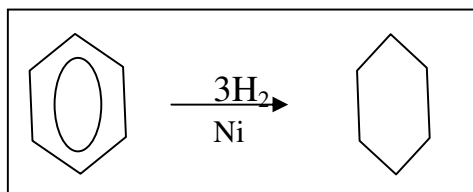


Fig. 3.1: Reacción de hidrogenación de aromáticos [16]

Tabla 3.4: Corrientes del modo EXXSOL D40 [18]

Corriente N°	Característica
35	Alimentación al SHU, proveniente del Tk-8 o 112. (VARSOL 40)
94	Alimentación al (R-900), VARSOL 40
82	Líquidos del tambor (D-2) y alimentación a la (T-809)
92	Producto de tope de la torre (T-809), líquidos del (D-4), nafta
83	Producto de fondo de la torre (T-809), EXXSOL D40 a tanque
81	Gas de tratar
85	Gases del tambor separador (D-3), gas de cola

3.1.3 Operación EXXSOL D60

La alimentación a la torre (T-802) proviene del tanque 9 ó 10, Los cuales contienen kero-turbo (kerosina) y este producto puede contener H_2S , (veneno para el catalizador del R-900). Por esta razón se envía el producto a la torre (T-802); donde se reduce el rango de destilación, el contenido de azufre y H_2S , hasta niveles aceptables, para ser alimentado a la unidad de hidrogenación (SHU). El tope de la torre (T-802), VARSOL 60, es enfriado en los intercambiadores (E-16) y (E-9) y enviado al tambor acumulador (D-900). Este producto sigue el mismo proceso que el EXXSOL D40, obteniendo en el fondo de la torre (T-809) EXXSOL D60 [16].

La representación esquemática del proceso puede apreciarse en la figura A.3 y en la tabla 3.5 las corrientes del modo EXXSOL D60.

Tabla 3.5: Corrientes del modo EXXSOL D60 [18]

Corriente N°	Característica
26	Alimentación a la torre (T-802), kero-turbo, Tk-9 y 10
88	Producto de tope de la torre (T-802), VARSOL 60
89	Producto de fondo de la torre (T-802), kero pesado
94	Alimentación al reactor (R-900)
82	Líquidos del tambor (D-2) y alimentación a la (T-809)
92	Producto de tope de la torre (T-809), líquidos del (D-4)
83	Producto de fondo de la (T-809), EXXSOL D60 a tanque
81	Gas de tratar
85	Gases del tambor separador (D-3) gas de cola

3.1.4 Operación EXXSOL DSP 65/100 Y 120/180

La alimentación a la torre fraccionadora (T-802), proviene de los tanques 803 y 805 de LVN (Nafta Virgen Ligera). El LVN es impulsado por la bomba (P-53) a la parte superior de la torre (T-802). Siendo el producto de fondo hexano crudo, este se enfría en el intercambiador de aspas (E-26) para ser alimentado al tambor acumulador (D-900), utilizando los mismos equipos que en la producción de EXXSOL D40 y D60. El fondo de la torre (T-809) es enviado a las torres (T-803/806).

En la parte superior de la torre (T-803), se obtiene el EXXSOL DSP 65/100 y por el fondo de la torre (T-806), se obtiene el EXXSOL DSP 120/180 [16].

La representación esquemática del proceso puede apreciarse en la figura A.4 y en la tabla 3.6 se representan las corrientes de este modo de producción.

Tabla 3.6: Corrientes del modo EXXSOL DSP 65/100 y 120/180 [18]

Corriente N°	Características
106	Alimentación a la (T-802), LVN proveniente del Tk 803 ó 805
88	Producto de tope de la torre (T-802), ligeros
89	Producto de fondo de la torre (T-802), hexano crudo
94	Alimentación al reactor (R-900)
82	Líquidos del tambor D-2. y alimentación a la torre (T-809)
92	Producto de tope de la torre (T-809), líquidos del tambor (D-4)
83	Producto de fondo de la (T-809), hexano crudo dearomatizado
86	Producto de tope de la (T-803), EXXSOL DSP 65/100 a tanque
90	Fondo de la torre (T-806), EXXSOL DSP 120/180 a tanque
81	Gas de tratar
85	Gases del tambor acumulador (D-3), gas de cola

3.2 Formas de transferencia de calor

3.2.1 Transmisión de calor por conducción

La conducción es la forma en que tiene lugar la transferencia de energía a escala molecular. Cuando las moléculas absorben energía térmica vibran sin desplazarse, aumentando la amplitud de la vibración conforme aumenta el nivel de energía. Esta vibración se transmite de una molécula a otra sin que tenga lugar movimiento alguno de traslación [2,8].

En la transmisión de calor por conducción no hay movimiento de materia, siendo este el método más habitual en los procesos de calentamiento y enfriamientos de materiales sólidos opacos.

Si existe un gradiente de temperatura, en un cuerpo tendrá lugar la transmisión de calor desde la zona de alta temperatura hacia la que está a temperatura más baja. El flujo de calor será proporcional al gradiente de temperatura:

$$q_x = -kA \left(\frac{dT}{dx} \right) \quad (3.1)$$

Siendo q_x el flujo de calor en la dirección x , k la conductividad térmica, A el área (normal a la dirección x) a través de la que fluye el calor, T la temperatura y x la distancia.

La ecuación anterior, describe la transmisión de calor por conducción en cualquier sistema; se denomina ley de Fourier de la conducción y se debe al físico francés **Joseph Furrier**. El signo negativo en la ecuación expresa que el flujo de calor está siempre en el sentido de mayor a menor temperatura satisfaciendo así la Segunda Ley de la Termodinámica [2, 4, 8].

3.2.2 Transmisión de calor por convección

Módulo de Nusselt

La conducción y el transporte de masa juegan un rol muy importante en el transporte de energía por convección. Puesto que la conductividad térmica de los fluidos es relativamente pequeña, excepto para los metales líquidos. La rapidez de la transferencia de energía depende principalmente del movimiento de mezcla de las partículas del fluido [2, 4].

Cuando la velocidad del fluido y la turbulencia son pequeñas materialmente, el transporte de energía no es ayudado por las corrientes de mezcla a escala macroscópica. Por otro lado, cuando la velocidad es grande y la mezcla entre los fluidos caliente y frío contribuye sustancialmente a la transferencia de energía, el mecanismo de la conducción se vuelve menos importante. Como consecuencia, para transferir calor por convección a través de un fluido a una rapidez dada, se necesita una gradiente de temperatura mayor en una región de baja velocidad, que en una región de alta velocidad

Aplicando estas observaciones cualitativas a la transferencia de calor de una pared sólida a un fluido en flujo turbulento, se puede trazar en forma aproximada un perfil de temperatura. En la vecindad inmediata a la pared, el calor puede fluir únicamente por conducción porque las partículas del fluido están estacionarias respecto a la frontera. Naturalmente se espera una gran caída de temperatura en esta capa. A medida que nos alejamos de la pared, el movimiento del fluido ayuda al transporte de energía y el gradiente de temperatura será menor y eventualmente llegará a nivelarse en la corriente principal.

La combinación de coeficiente de transferencia de calor por convección h , la longitud significativa (L), y la conductividad térmica del fluido k en la forma hL/k , recibe el nombre de *módulo de Nusselt o número de Nusselt*, Nu . El número de Nusselt es una cantidad adimensional.

El número de Nusselt puede interpretarse físicamente, como la razón del gradiente de temperatura del fluido en contacto inmediato con la superficie al gradiente de temperatura de referencia $\Delta T/L$. En la práctica el número de Nusselt es una medida conveniente del coeficiente de transferencia de calor por convección, debido a que, una vez conocido su valor, el coeficiente de transferencia de calor puede calcularse por la relación [2, 4, 8].

$$h = Nu \left(\frac{k}{L} \right) \quad (3.2)$$

Se observa que para un valor dado de número de Nusselt, el coeficiente de transferencia de calor por convección es directamente proporcional a la conductividad térmica del fluido, pero inversamente proporcional a la dimensión de longitud significativa que describe el sistema [2, 8].

3.3 Destilación

En un proceso de destilación se da la separación física de las diferentes sustancias que conforman la alimentación. Las proporciones en que estas se separen dependen de: la volatilidad de los compuestos individuales, de las diferentes presiones de vapor, y por tanto de los diferentes puntos de ebullición. Es por eso que en este proceso se pueden fraccionar los productos en un determinado rango de destilación, donde los productos más ligeros se obtendrán en el tope y los pesados por el fondo. Este proceso ocurre sin alteraciones químicas [2, 4, 7].

Para determinar donde se debe realizar el corte, se debe de saber cuál es punto de ebullición de la sustancia de interés para no subir la temperatura por encima de ese punto de ebullición, debido a que se estaría acarreado parte de la fracción pesada al tope. En la práctica separar dos sustancias totalmente, es imposible, debido a que se producen solapamientos en los rangos de ebullición.

Existen diversos tipos de destilación entre los que sobresalen: de fraccionamiento, extractiva y azeotrópica [7]. En este estudio se tomará en cuenta el primer tipo.

3.3.1 Fraccionamiento

Es la forma de destilación más común en una refinería de petróleo, y es la utilizada en la planta de solventes Fénix. La alimentación se introduce en forma de una mezcla de líquido-vapor o simplemente líquido a la torre, en la cual la separación se produce por la diferencia de puntos de ebullición en la mezcla, a través de una alimentación de calor suministrada por un rehervidor.

Una torre de destilación es compuesta de tres partes fundamentales:

1. *El tope:* que esta provisto de un condensador, (en el caso de la planta Fénix, son del tipo de intercambiador de enfriamiento por aire).
2. *El fondo:* es la parte en donde se suministra el calor necesario para la destilación por medio de un rehervidor o un intercambiador tipo marmita.
3. *El cuerpo de la torre:* el cual esta provisto de una cantidad de platos o bandejas, en donde se produce el contacto íntimo entre los vapores formados en el rehervidor y el líquido condensado en el tope, aumentando el grado de separación de las sustancias de la alimentación.

En la planta de solvente se utiliza la separación flash, que es la separación instantánea de la alimentación. Ésta se produce debido a que la torre se encuentra a menor presión que el tubo por donde es transportada la alimentación, y por tanto los gases más volátiles se separan del líquido en el plato de alimentación, antes de alcanzar el rehervidor.

Para entender el proceso de destilación, es necesario conocer el funcionamiento de las partes que comprende una torre de destilación.

3.3.2 Torres de platos

Las torres de platos son: cilindros verticales formados en su interior, por un número definido de platos o bandejas que pueden ser de varios tipos [7].

Diámetro de la torre

Debe ser lo suficientemente grande para manejar el flujo de gas y de líquido dentro de la región de operación satisfactoria. El diámetro requerido depende de las cantidades de líquido y gas que fluyen a través de la torre por unidad de tiempo. Sin embargo, puede disminuirse utilizando un mayor espaciamiento entre platos lo cual provoca una torre más alta. Las torres operan entre un 80 y un 75% de inundación para evitar que la torre se inunde totalmente o se seque. Sobre la base de esta especificación es que se diseñan los diámetros de las torres [7].

Espaciamiento entre platos

Los platos de las columnas se encuentran espaciados según diferentes criterios como: la facilidad de construcción, mantenimiento y costo. Para torres muy elevadas se recomiendan espacios de 15 cm, pero pueden considerarse hasta más de 50 cm desde el punto de vista de limpieza y mantenimiento de los platos. Para torres demasiado elevadas, es decir, que trabajan con sustancia de volatilidades cercanas a la unidad es mejor construir dos torres en serie debido al gran cantidad de platos que se demandan en el proceso un ejemplo de estas torres son la (T-803/806), que utiliza la planta Fénix. Para este caso, las torres de destilación están provistas de platos de válvulas como la que se muestra en la figura 3.2.

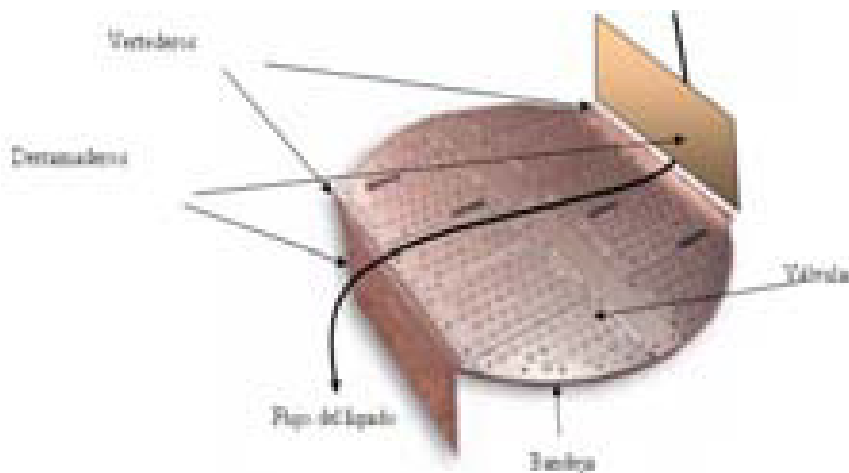


Fig. 3.2: Plato de válvula para una torre de destilación

Los platos o bandejas: Son planchas de acero circular igual al diámetro interno de la torre, estas pueden ser soldadas y están compuestas de: derramaderos, vertederos y válvulas que permiten el intercambio másico entre las corrientes vapor-líquido.

Derramadero: Es por donde el líquido de una bandeja superior fluye hacia la bandeja inferior.

Vertedero: Básicamente, es el que controla el nivel del líquido en cada bandeja y promueve un eficiente contacto líquido-vapor en cada bandeja.

Flujo de líquido

El flujo puede ser: de tipo inverso, radial y transversal. El flujo inverso se utiliza en torres pequeñas; pero el arreglo más común es el del plato de flujo transversal de un solo paso. Para torres de gran diámetro puede usarse el flujo radial o dividido; aunque se debe tratar de usar el flujo transversal. Para torres de diámetros muy grandes y de platos equipados con capuchas se utilizan flujos en cascada con varios niveles, cada uno de los cuales posee su propio derramadero; pero su costo es alto. Los platos de doble paso son comunes para diámetros de 3 a 6 metros y de más pasos para diámetros mayores [7].

3.4 Balance de calor en las torres de destilación

Puede observarse de la figura 3.3, las diferentes corrientes que entran y salen de una columna de destilación al igual que sus reflujos. Una forma fácil de realizar un balance energético en una torre es por medio de la siguiente ecuación [2, 4, 7]:

$$\underbrace{Q_r + W_F H_F}_{\text{Entradas}} = \underbrace{W_D H_D + W_B H_B + Q_C}_{\text{salidas}} \quad (3.3)$$

Donde: Q_r : Calor cedido por el rehovidor de la torre de destilación (Btu/h), W_F : Flujo másico de alimentación a la torre (lb/h), W_D : Flujo de destilado, salida superior de la torre (lb/h), W_B : Flujo del fondo de la torre (lb/h), H_i : Entalpía de cada corriente ($Btu/lb.$), Q_C : Calor retirado por el condensador (Btu/h).

El calor cedido por el rehovidor se puede obtener despejando de la ecuación anterior. El calor del condensador se puede calcular de la siguiente manera [2, 4, 7]:

$$Q_C = W_V H_V - W_L H_L - W_D H_D \quad (3.4)$$

Donde: W_V : Flujo de vapor que sale por el último plato del tope (lb/h), W_L : Flujo de líquido condensado que retorna la torre (lb/h). Para encontrar el valor de las entalpías se utiliza del apéndice A, las figuras desde A.5 hasta A.8.

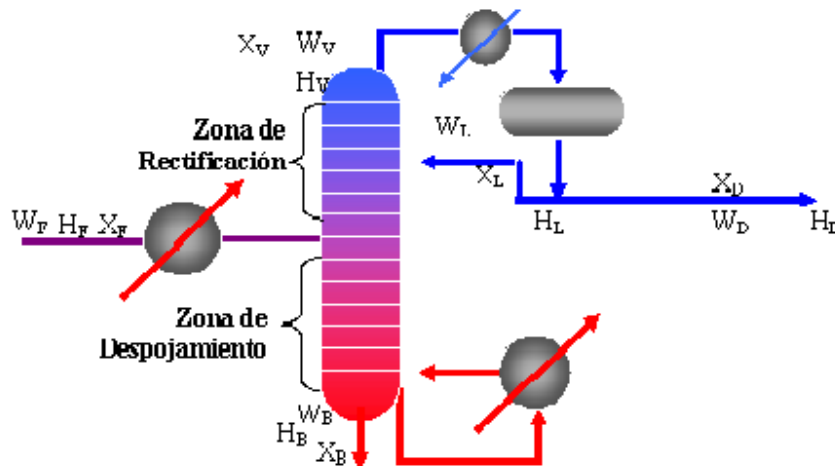


Fig. 3.3: Esquema básico de una torre de destilación [9]

En la planta de solvente las torres de destilación existentes se identifican como T-802, T-803/806 y T-809. (Ver apéndice A, figuras de A.1 a A.4)

3.5 Tipos de intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de un fluido de mayor temperatura a otro de menor, sea que estos estén separados por una barrera sólida o que se encuentren en contacto. Existen intercambiadores abiertos y cerrados, los cuales son de nuestro interés los de tipo cerrado.

Los intercambiadores de tipo cerrado, son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan. Las corrientes de fluido, que están involucradas en esa forma, están separadas por una superficie que se involucra en la transferencia de calor. En consecuencia, la transferencia de calor ocurre por: la convección desde el fluido más caliente a la superficie sólida, por conducción a través del sólido y de ahí por convección desde la superficie sólida al fluido más frío.

3.6 Intercambiadores de tubo y coraza

En la figura 3.4 y 3.5 se muestran dos tipos de intercambiadores de tubo y coraza y en la tabla 3.7 la decodificación [2, 7].

Uno de los tipos de intercambiadores cerrados mas frecuentemente utilizados son los de tubo y coraza, los cuales están compuesto de un haz de tubos de pequeño diámetro y un envolvente llámese coraza. Su construcción ha sido normalizada por T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufactures Association). Existen tres tipos básico de estos intercambiadores: los de tubo en U, cabezal flotante y cabezal fijo los dos primeros pueden observarse en las figuras 3.4 y 3.5. Hay que destacar que los rehervidores también son de tubos y coraza.

En la planta de solvente los intercambiadores de tubo y coraza existentes se encuentran identificados como: E-7, E-15, E-28, E-30 y E-804. (Ver apéndice A figuras A.1 a A.4)

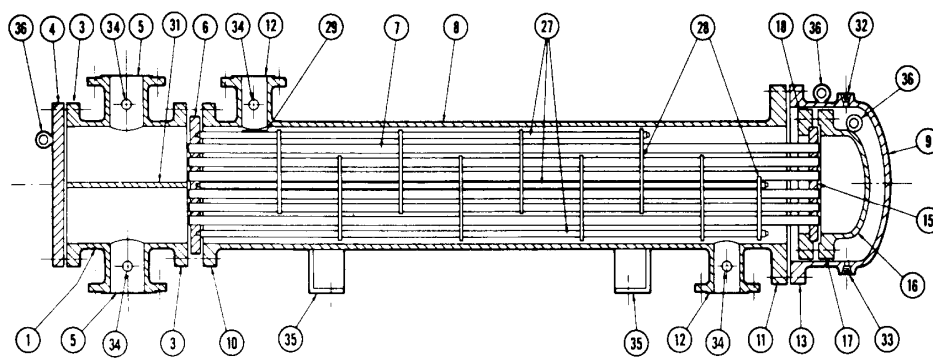


Fig. 3.4: Intercambiador de calor con cabeza flotante (pasos 1-2) [8]

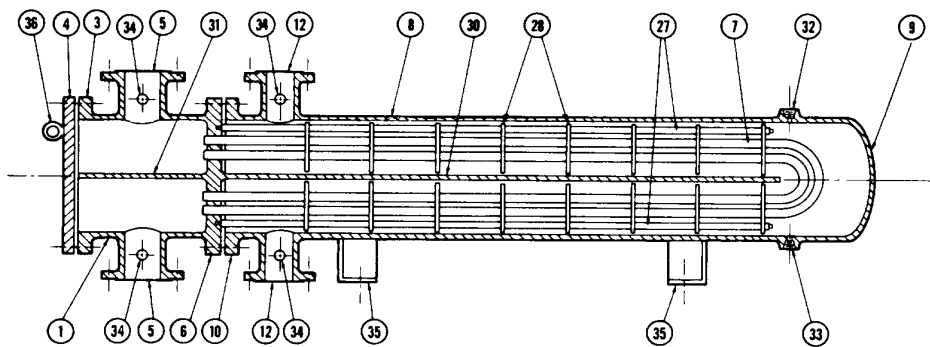


Fig. 3.5: Intercambiador de calor de tubos en U (pasos 2-2) [8]

Tabla 3.7: Descodificación para las figuras 3.4 y 3.5 [8]

1.	Canal de distribución cabezal estacionario	21.	Tapa de la cabeza flotante - externo
2.	Canal de distribución bonete	22.	Faldón del espejo flotante
3.	Brida del cabezal	23.	Caja de empaquetadura
4.	Tapa del canal	24.	Empaque
5.	La boquilla de cabeza estacionaria	25.	Contrabrida de la caja
6.	Espejos estacionarios	26.	Anillo opresor
7.	Tubos de transmisión	27.	Varillas tensoras y espaciadoras
8.	Coraza	28.	Deflectores transversales (placas)
9.	Tapa de la coraza	29.	Mampara de choque
10.	Boquilla de la coraza	30.	Mampara longitudinal
11.	Brida de la coraza al espejo estacionario	31.	Placa de partición divisoria
12.	Boquilla de la coraza	32.	Conexión para ventilación
13.	Brida de tapa de coraza	33.	Conexión para drenaje
14.	Juntura de expansión	34.	Conexión para instrumentos
15.	Espejo flotante	35.	Silla de apoyo
16.	Tapa de cabeza flotante	36.	Soporte
17.	Pestaña de cabeza flotante	37.	Anaquele de apoyo
18.	El dispositivo de apoyo de cabeza flotante	38.	Vertedero
19.	Anillo dividido	39.	Conexión para control de nivel
20.	Brida deslizante de apoyo		

Tubos para intercambiadores de calor

Los tubos para intercambiadores de calor incluyendo condensadores y no deben confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Se encuentran disponibles en varios metales, acero, cobre, metal muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y acero inoxidable. Se pueden obtener en diferentes grosores de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador **BWG** del tubo.

Espaciado de los tubos

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otros, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura, y estos a la fecha, son casi estándar. Los tubos se colocan en arreglos ya sean triangulares o cuadrados. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tiene pequeñas caídas de presión. El espaciado de los tubos (P_T) es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes.

Corazas

El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 plg inclusive, es de 3/8 plg, lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de 300 lb/plg². Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 plg de diámetro se fabrican rolando placa de acero.

Intercambiadores con cabezal de tubos estacionarios

El tipo más simple de intercambiador es el tipo fijo o intercambiador con cabezal de tubo estacionario. Las partes esenciales son la coraza equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos o espejos a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes y sus respectivas tapas. Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales en el lado de la coraza [2, 8].

Deflectores

Es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores. Esto causa considerable turbulencia a un cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de deflectores. Puesto que los deflectores pueden espaciarse ya sea muy junto o muy separados, la masa velocidad no depende enteramente del diámetro de la coraza. Usualmente el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a 1/5 del diámetro interior de la coraza. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores.

Es el espaciado del deflector y no el 25% de su corte, el que determina, como se mostrará después, la velocidad efectiva del fluido en la coraza. Otros tipos de deflectores son el de disco y corona y el deflector de orificio [2, 8].

3.6.1 Balance de calor en rehervidores

Cada sustancia pura tiene su propio punto de ebullición y esto ocurre a una temperatura constante, pero al trabajar con una mezcla de hidrocarburos, que al ser calentados o enfriados se evaporan o condensan con una temperatura que varía, es decir, no isotérmica. En las mezclas se presentan los dos tipos de calor al mismo tiempo, calor sensible y calor latente; por tanto, el balance de calor debe de contemplar los dos fenómenos [2, 8].

$$Q_{ced} = -Q_{abs} \quad (3.5)$$

Haciendo el balance desde el flujo caliente, este resulta:

$$Q_{ced} = \underbrace{CpW_A(T_1 - T_2)}_{\text{Calor sensible}} + \underbrace{W_A(\Delta H_v)}_{\text{Calor latente}} \quad (3.6)$$

Donde: Cp : es la capacidad calorífica del medio de calentamiento, en el mayor de los casos se utiliza aceite caliente (Btu/lbF), T_1, T_2 : Temperaturas de entrada y de salida respectivamente del flujo caliente (F), ΔH_v : Entalpía de vaporización del flujo (Btu/lb), W_A : flujo másico del medio de calentamiento, (generalmente viaja por los tubos).

Realizando el balance desde el flujo frío resulta:

$$Q_{abs} = CpW_B(t_1 - t_2) + W_B(\Delta H_v) \quad (3.7)$$

Donde: t_1, t_2 : Temperaturas de entrada y de salida respectivamente del flujo frío (F)

3.6.2 Coeficiente de transferencia térmica global

Una de las primeras cuestiones a realizar en el análisis térmico, de un intercambiador de calor de coraza y tubos, consiste en evaluar el coeficiente de transferencia térmica global entre las dos corrientes fluidas. Sabemos que el coeficiente de transferencia térmica global entre un fluido caliente a temperatura T y otro frío a temperatura t , separados por una pared plana se define mediante la ecuación [2].

$$Q = AU_D F_T \Delta T_{\log} \quad (3.8)$$

donde: A : es el área de transferencia de calor (pie^2), Q : es el flujo de calor (Btu/h), ΔT_{\log} : es la Temperatura media logorítmica ($MLDT$ por sus siglas en inglés).

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (3.9)$$

F_T : es factor de corrección de la temperututa media logaritmica, para intercambiadores con diferentes numeros de pasos entre el lado de la coraza y el de los tubos. Este se obtiene del apéndice A en la figura A.9 o A.10 según el caso, por medio de:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (3.10)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3.11)$$

Despejando de la Ecuación (3.8), obtenemos el coeficiente de transferencia térmica global:

$$U_D = \frac{Q}{AF_T \Delta T_{\log}}$$

En un proyecto, es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor individuales; pero suele ser útil en las estimaciones preliminares, el tener un valor aproximado de U , típico de las condiciones que han de encontrarse. En la práctica hay que tener en cuenta, que el valor de U viene determinado casi completamente por la resistencia térmica en una de las películas fluido / sólido, como sucede por ejemplo, cuando uno de los fluidos es un gas y el otro un líquido, o si uno de los fluidos es un líquido en ebullición con un coeficiente de transferencia térmica muy grande [20].

Factor de suciedad: Con frecuencia resulta imposible predecir el coeficiente de transferencia de calor global de un intercambiador de calor al cabo de un cierto tiempo de funcionamiento, teniendo sólo en cuenta el análisis térmico. Durante el funcionamiento, con la mayoría de los líquidos y con algunos gases, se van produciendo gradualmente unas películas de suciedad sobre la superficie en la que se realiza la transferencia térmica, que pueden ser de óxidos, incrustaciones calizas procedentes de la caldera, lodos, carbonilla u otros precipitados. El efecto que ésta suciedad origina se conoce con el nombre de *incrustaciones*, y provoca un aumento de la resistencia térmica del sistema. Normalmente el fabricante no puede predecir la naturaleza del depósito de suciedad o la velocidad de

crecimiento de las incrustaciones, limitándose únicamente a garantizar la eficiencia de los intercambiadores limpios [20].

La resistencia térmica del depósito se puede determinar, generalmente, a partir de ensayos reales o de la experiencia. Si se realizan ensayos de rendimiento en un intercambiador limpio y se repiten después de que el aparato haya estado en servicio durante algún tiempo, se puede determinar la resistencia térmica del depósito (o factor de incrustación) R_D mediante la relación [2, 20].

$$R_D = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_C} = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D} \quad (3.12)$$

Para determinar el coeficiente térmico global limpio U_C , utilizamos los coeficientes de película despreciando la resistencia de la pared del tubo.

$$\frac{1}{U_C} = \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} \quad (3.13)$$

Donde:

h_i , h_o es el coeficiente de calor en general para el fluido interior y el exterior respectivamente.

h_{io} es cuando h_i se refiere al diámetro exterior del tubo. Su relación se define según:

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \left(\frac{h_i d_i}{\phi_t d_e} \right) \quad (3.14)$$

Donde:

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3.15)$$

Esta expresión es aproximadamente 1 (uno), cuando se esta trabajando con líquidos a altas temperaturas y las viscosidades son menores de un centipoise, d_i , d_e son los diámetros internos y externos respectivamente del tubo interno de un intercambiador.

h_i se calcula mediante:

$$h_i = j_H \frac{k}{d_i} \left(\frac{\mu C p}{k} \right)^{1/3} \phi_t \quad (3.16)$$

j_H : es el factor de transferencia de calor adimensional y es obtenido a partir del apéndice A en figura A.14. Obteniendo previamente el número de Reynolds (Re) mediante la expresión:

$$Re_t = \frac{d_i G_t}{\mu} \quad (3.17)$$

Donde G_t es la masa velocidad por el interior del tubo y se calcula por medio de:

$$G_t = \frac{W_t}{a_t} \quad (3.18)$$

Para el cálculo del coeficiente de película externo h_o es similar a la secuencia de cálculos del coeficiente interno cuando se refiere a un intercambiador de calor; pero cuando se trata de un rehervidor tipo marmita la secuencia es muy diferente. Primeramente se demostrara la secuencia para encontrar el h_o de un rehervidor y luego el del intercambiador.

Coeficiente de película de rehervidores: La velocidad de un líquido en evaporación es muy pequeña en comparación con la superficie de transferencia, debido ha esto el coeficiente de película de ebullición es independiente de la velocidad, por tanto, el coeficiente depende únicamente de la diferencia de temperatura entre la pared del tubo y la temperatura de saturación del líquido que ebulle. El coeficiente máximo que puede alcanzar un compuesto orgánico es de $300 \text{ Btu /hp}^\circ\text{F}$ y un flujo de $12,000 \text{ Btu /hp}^\circ\text{F}^2$.

Para encontrar el coeficiente de película externo se asume el valor máximo, esto con el fin de encontrar la temperatura de la pared del tubo con la siguiente ecuación [2]:

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{(h_{io} + h_o)} (T_c - t_c) \quad (3.19)$$

T_c : es la temperatura calórica para el flujo caliente, t_c : es la temperatura calórica para el flujo frío, t_w : es la temperatura del tubo todas en F .

Para calcular las temperaturas calóricas pueden tomarse los valores promedios, debido a que los cambios de temperatura entre las entradas y salidas son relativamente pequeños y con viscosidades menores de 5 centipois . Conociendo la temperatura del tubo y la temperatura del fluido que ebulle, ya es posible encontrar el delta de temperatura entre estos puntos.

$$(\Delta t)_w = t_w - t_c \quad (3.20)$$

Con el apéndice A de la figura A.11, es posible determinar el coeficiente de ebullición, si este corta la línea antes del valor supuesto se tomara el nuevo valor encontrado; pero sino, se tomara el valor máximo. Ver figura A.17(a).

Coefficiente de película externo para un intercambiador de calor: Para encontrar este coeficiente, es necesario encontrar primero el área transversal de flujo por el lado de la coraza a través de:

$$a_s = \frac{(C'Db)}{(P_T 144)} \quad (3.21)$$

Cuando se tiene dos pasos por la coraza es necesario multiplicar esta expresión por ½.

$$a_s = \frac{(C'Db)}{2(P_T 144)}$$

Este valor se utilizara para encontrar la masa velocidad, que esta fluyendo por la coraza y poder determinar el valor del Re por medio de la expresión (3.16). La secuencia hasta encontrar el valor del h_o es similar. Ver figura A. 17(b).

3.6.3 Caídas de presión

En los rehervidores la caída de presión por el lado de la coraza es despreciable, solamente se calcula por el lado de los tubos. Sin embargo, en los intercambiadores de calor de tubo y coraza si se calcula la caída de presión por ambos lados, siguiendo la secuencia que se muestra a continuación [2, 22].

Caída de presión por los tubos

Utilizando el número de Reynolds por los tubos con la ecuación (3.17). Se encontró el factor de fricción (f), en el apéndice A figura A.13 por el lado de los tubos, luego determinamos la caída de presión por los tubos con la ecuación que se muestra a continuación.

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 l n}{5.22 \times 10^{10} d g s \phi} \quad (3.22)$$

Con el valor de masa velocidad G_t obtenemos la expresión cabeza velocidad $\frac{V^2}{2g}$ en el apéndice A figura A.15, con este valor determinamos la caída de presión en el retorno

$$\Delta P_r = \frac{4n V^2}{g s 2g} \quad (3.23)$$

La caída de presión total es:

$$\Delta P_T = \Delta P_r + \Delta P_t \quad (3.24)$$

Caída de presión por la coraza

Utilizando el número de Reynolds en (3.17). Se encontró el factor de fricción (f) en el apéndice A figura A.22 por el lado de la coraza.

Determinamos el número de cruces por medio de:

$$(N + 1) = \frac{12l}{B} \quad (3.25)$$

Donde:

l : es la longitud de los tubos (*pies*), B : es el espaciamiento entre los deflectores (*plg*).

La caída de presión en la coraza será:

$$\Delta P_s = \frac{f G^2 D_i (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} D_e g s \phi} \quad (3.26)$$

Los resultados son obtenidos en psi y la máxima caída de presión permitida es de 10 *psi* por los tubos y por la coraza es de 5 *psi*. La presión en los rehervidores depende del nivel del líquido de la torre a la que sirve, por tanto estas se encuentran monitoreadas en el cuarto de controles [2].

3.7 Intercambiadores de doble tubo

Es el tipo más sencillo de intercambiador de calor. Está constituido por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. Uno de los fluidos fluye por el tubo de menor diámetro y el otro fluido fluye por el espacio anular entre los dos tubos. En este tipo de intercambiador son posibles dos configuraciones en cuanto a la dirección del flujo de los fluidos: contra flujo y flujo paralelo. En la configuración en flujo paralelo los dos fluidos entran por el mismo extremo y fluyen en el mismo sentido. En la configuración en contra flujo los fluidos entran por los extremos opuestos y fluyen en sentidos opuestos.

Las partes principales son: dos juegos de tubos concéntricos, dos conectores, un cabezal de retorno y un codo en U, que esta generalmente expuesto y no proporciona superficie de transferencia de calor. Cuando la conexión en U se arregla en dos pasos, la unidad se llama horquilla. Un ejemplo de estos puede observarse en la figura 3.6 [2, 22].

Entre las ventajas que posee este tipo de intercambiador se encuentra: fácil realizar sus partes estándar para un posterior montaje, se puede ensamblar en cualquier taller de plomería y proporciona superficies de transferencia de calor a bajo costo.

La principal desventaja en uso de los intercambiadores de doble tubo, es la pequeña superficie de la transferencia de calor contenida en una horquilla simple. El tiempo y gasto requeridos para desmantelar y hacerles limpieza periódica son prohibitivos comparados con otros tipo de equipos [2, 22].

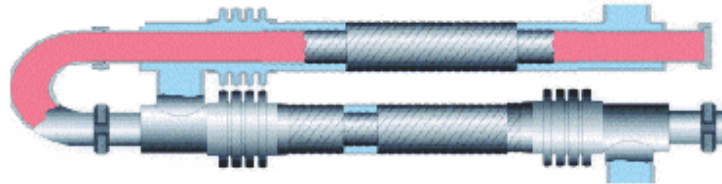


Fig. 3.6: Intercambiador doble tubo [22]

Este tipo de intercambiadores son útiles en la industria petroquímica para calentar o enfriar fluidos sin que exista cambio de fase. Generalmente estos intercambiadores tienen una caída de presión de diseño entre 4.27 y 9.97 *psi* [22].

La superficie total disponible para la transferencia de calor corresponde solamente a la superficie exterior del tubo interno.

3.7.1 Intercambiadores de doble tubo aletados

Cuando uno de los fluidos tiene un coeficiente de transferencia de calor bajo (como los gases), o fluidos con gran viscosidad, la manera de mejorar la transferencia de calor es mediante el aumento de la superficie exterior del tubo interno, lo cual se logra mediante el uso de tubos aletados. Las aletas utilizadas en los cambiadores doble tubo son las longitudinales, que son tiras de metal soldadas o empotradas en el tubo. Sin embargo, la superficie de la aleta no está a la misma temperatura que la superficie del tubo, por lo que no se transfiere el calor con la misma eficiencia que el tubo liso, de ahí que deba usarse una eficiencia de la aleta (Ω), esto debido a los diferentes tipos de aletas que puedan utilizarse [2, 8, 22].

En la planta de solventes el intercambiador E-58, doble tubo se puede identificar como instrumento con aletas, el cual opera en los modos EXXSOL D40, D60 y DSP. (Ver apéndice A, figuras A.2 a A.4)

3.7.2 Cálculo de transferencia de calor en el ánulo

Para realizar el cálculo de transferencia de calor por el lado del ánulo es necesario seguir la siguiente secuencia:

Diámetro equivalente:

$$D_e = \left(\frac{4A_x}{P_w} \right) \quad (3.27)$$

Donde:

A_x : Área de flujo para aletas en U

P_w : Perímetro húmedo.

Área de flujo para aletas soldadas en U:

$$A_x = A_e - \left[\frac{\pi d_e^2}{4} + N_f \delta_f \left(l_f - \frac{3\delta_f}{2} \right) \right] N_t \quad (3.28)$$

Donde:

A_e : Área seccional del tubo externo.

Perímetro húmedo (P_w):

$$P_w = \pi D_i + A_t \quad (3.29)$$

Donde:

A_t : Área externa de la superficie aletada por unidad de longitud definido como N_t

Área externa de la superficie aletada por metro:

$$A_t = A_f + A_u = [2N_f l_f + (\pi d_e - N_f \delta_f)] N_t \quad (3.30)$$

Donde:

A_f : Área de superficie aletada.

Área seccional de la coraza.

$$A_e = \frac{\pi}{4} D_i^2 \quad (3.31)$$

Superficie aletada:

$$A_f = 2N_f l_f \quad (3.32)$$

Superficie sin aletas:

$$A_u = \pi d_e - N_f \delta_f \quad (3.33)$$

Masa velocidad

$$G_s = \frac{W_s}{A_x} \quad (3.34)$$

Esta ecuación es una forma de representar la ecuación (3.18), con la excepción que el área es calculada por métodos diferentes

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor en el ánulo, es necesario determinar: el valor de Reynolds, Prandtl, Graetz, y Grashof. El valor del h_o depende directamente del régimen de flujo [22].

Si $Re > 10,000$ (Régimen turbulento)

$$h_f = 0.0225 \left(\frac{k}{d_i} \right) \text{Pr}^{0.495} \text{Re}^{0.795} e^{\{-0.0225(\ln \text{Pr})^2\}} \quad (3.35)$$

Si $2,000 < Re < 10,000$ (Régimen de transición)

$$h_f = 0.1 \left(\frac{k}{d_i} \right) (\text{Re}^{2/3} - 125) \text{Pr}^{0.495} e^{\{-0.0225(\ln \text{Pr})^2\}} \left(1 + \left(\frac{d_i}{l_t} \right) \right)^{2/3} \quad (3.36)$$

Si $Re < 2,000$ y $Gz > 9$ (Régimen laminar)

$$h_f = 1.75 \left(\frac{k}{d_i} \right) \{Gz + 0.0083(Gr \text{Pr})^{0.75}\}^{1/3} \quad (3.37)$$

Donde: l_t se refiere a la longitud del tubo (m), Re esta definido por la ecuación (3.16), Pr , Gz y Gr se definen mediante:

$$Gz = \frac{\text{Re} \text{Pr} d_i}{l_t} \quad (3.38)$$

$$Gr = \frac{g \beta \rho^2 d_i^3 (\Delta T)}{\mu^2} \quad (3.39)$$

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\kappa} \quad (3.40)$$

Donde: g es la gravedad (m/s^2), β es el coeficiente de expansión térmica (F^{-1})

$$\beta = \frac{2(\rho_2 - \rho_1)}{(\rho_2 + \rho_1)(T_1 - T_2)} \quad (3.41)$$

Una vez calculada h_i , determinamos el coeficiente de transferencia de calor de la aleta sucia α'_f .

$$\frac{1}{\alpha'_f} = \frac{1}{h_f} + r_o \quad (3.42)$$

Donde: r_o para líquidos orgánicos con viscosidad $< 5 \text{ cp}$ es de 0.0004 [22].

Parámetro de eficiencia de la aleta:

$$m_e = \left(\frac{2\alpha'_f}{k_f \delta_f} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.43)$$

Eficiencia de la aleta:

$$\Omega_f = \frac{\tanh(m_e l_f)}{m_e l_f} \quad (3.44)$$

Coeficientes de transferencia de calor

$$h_o = \frac{\alpha'_f (\Omega_f A_f + A_u)}{A_i} \quad (3.45)$$

Donde A_i se obtiene de apéndice A de la tabla A.2.

3.7.3 Cálculo de transferencia de calor en el tubo interno

Área interna del tubo interno se calcula mediante la expresión (3.28) pero referida al tubo interno.

$$a_i = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (3.46)$$

Masa velocidad, es calculada de la misma forma que la ecuación (3.18) pero utilizando el área correspondiente.

$$G_t = \frac{W_t}{a_i} \quad (3.47)$$

Los números adimensionales de: Re , Pr , Gz y Gr se calculan con las expresiones (3.17), (3.40), (3.38) y (3.39) respectivamente; pero referidos las propiedades físicas del flujo interno. Para encontrar el coeficiente interno de transferencia de calor deben utilizarse las ecuaciones; (3.35), (3.36) y (3.37) según sea el régimen de flujo. Para calcular los coeficientes totales limpio, de diseño y el factor de obstrucción deben ser utilizadas las ecuaciones; (3.13), (3.8), (3.12) respectivamente.

3.7.4 Cálculo de caída de presión por el lado del ánulo

Para calcular las caídas de presión de un doble tubo por el lado del ánulo, debe ser utilizada la siguiente expresión:

$$\Delta P_i = \left(\frac{4f_s l G_s^2}{2\rho D_e} \right) \quad (3.48)$$

Donde:

l : es la longitud de la aleta (m)

G_s : es la masa velocidad definida por (3.34)

D_e : es diámetro equivalente calculado con la expresión (3.27)

f_s : es el factor de fricción el cual depende del régimen del flujo

Para obtener este valor se hace uso de las siguientes ecuaciones.

Si $Re_s \leq 500$ (Flujo laminar)

$$f_s = \frac{16}{Re_s} \quad (3.49)$$

Si $500 < Re_s < 10,000$

$$f_s = 0.00674 + \frac{8.164}{Re_s^{0.93}} \quad (3.50)$$

Si $Re_s \geq 10,000$

$$f_s = \frac{0.0445}{Re_s^{0.1865}} \quad (3.51)$$

También deben considerares las caídas de presión por el cambio de dirección en la horquilla, este se obtiene de:

$$\Delta P_u = \frac{G_s^2}{4\rho_s} \quad (3.52)$$

3.7.5 Cálculo de caída de presión por el lado del tubo interno

En el cálculo de las caídas de presión por el tubo interno se utilizan las expresiones: (3.48) y (3.52). Para encontrar el factor de fricción (f_i), deben utilizarse las ecuaciones siguientes:

Si $Re_t \leq 1,311$ (laminar) utilizar (3.49)

Si $1,311 < Re_t < 3380$ (transición)

$$f_i = 0.0122$$

Si $Re_t \geq 3,380$ (turbulento)

$$f_i = 0.0035 + \frac{0.264}{Re_t^{0.42}} \quad (3.53)$$

3.8 Intercambiadores de calor con aire forzado o inducido

Existen muchos tipos de condensadores; pero se especificarán los condensadores de aire, los cuales trabajan con arreglo de flujo cruzado. La corriente de aire atraviesa perpendicularmente un banco de tubos, que están provistos de superficies extendidas. Calentándose el aire y condensando o enfriándose el flujo en el interior de los tubos. El número de tubos, así como la profundidad del banco de tubos están en relación con las temperaturas deseadas de salidas en las corrientes y con la cantidad de calor que se desea transferir [8].

Los dos tipos más comunes son: los de aire forzado e inducido. El primero empuja el aire con un ventilador a través del banco de tubos que se encuentran en el bulto. El segundo succiona el aire a través del banco de tubos. Ver figura 3.7 [22].

La planta Fénix posee estos dos tipos de condensadores. Las superficies extendidas de los bancos de tubos son radiales circulares de aluminio, cabe señalar que los condensadores pueden tener mas de un bulto de tubos, así como más de un ventilador, esto proporciona la oportunidad de montar varios condensadores en un solo lugar ahorrando una gran cantidad de espacio. Ver figura 3.8 [16].

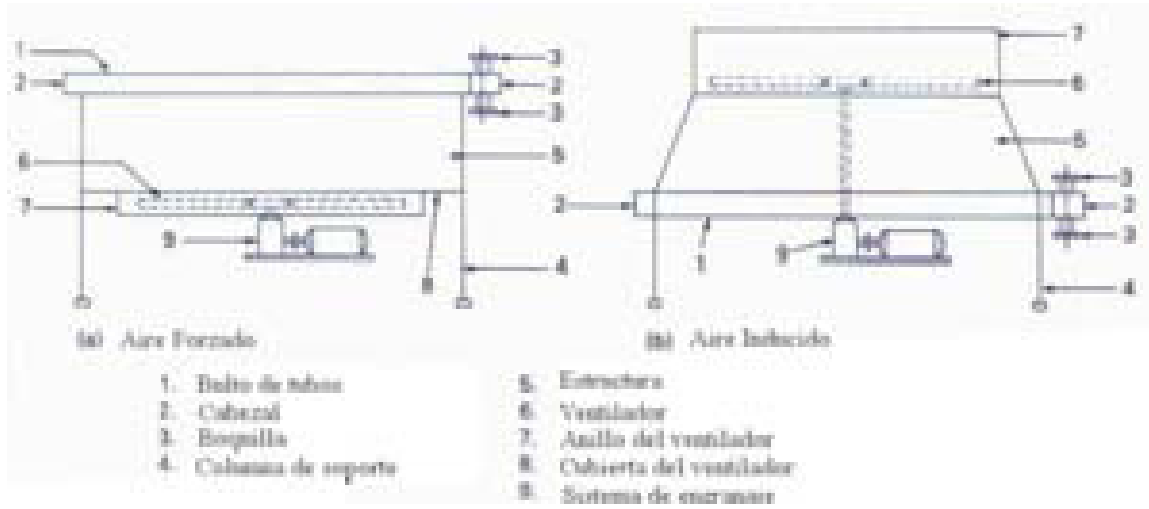


Fig. 3.7: Intercambiadores de calor con aire: (a) aire forzado (b) aire inducido [22]

Los intercambiadores con aire que se encuentran en la planta de solventes están identificados como: E-9, E-16, E-25, E-26, E-800, E-801, E-901 y E-902. (Ver apéndice A, figuras A.1 a A.4)

Para encontrar el calor retirado por los condensadores de aire, debe ser utilizada la ecuación (3.4). En el caso de funcionar solamente como enfriadores, puede ser utilizada la primera parte de la ecuación (3.6) y por balance encontrar la cantidad de aire que esta utilizando el ventilador.

Para encontrar los coeficientes totales y el factor de obstrucción son necesarios; los coeficientes interno y externo, la eficiencia de las aletas, el tipo de flujo con que se está trabajando y las especificaciones estructurales del condensador de aire. Para encontrar la eficiencia de las aletas pueden ser utilizadas las siguientes ecuaciones [2, 8, 22].

3.8.1 Cálculo de factores geométricos

Superficie sin aletas:

$$A_u = \pi N_f d_e s_f \quad (3.54)$$

Superficie aletada:

$$A_f = \left(\frac{\pi}{2} \right) N_f (d_f^2 - d_e^2) + \pi N_f d_f \delta_f \quad (3.55)$$

Superficie desnuda:

$$A_b = \pi d_e \quad (3.56)$$

Relación de área libre:

$$A_l = 1 - \left\{ \frac{N_f (d_f \delta_f + d_e s_f)}{P_T} \right\} \quad (3.57)$$

Altura equivalente:

$$l_{fe} = l_f \left(1 + \frac{\delta_f}{2l_f} \right) \left\{ 1 + 0.35 \ln \left(\frac{d_f}{d_e} \right) \right\} \quad (3.58)$$

Superficie fresca:

$$A_g = l_b w_b N_b \quad (3.59)$$

Área de flujo entre los tubos:

$$A_p = A_l A_g \quad (3.60)$$

Área de operación del ventilador:

$$A_v = \frac{\pi d_v^2}{4} \quad (3.61)$$

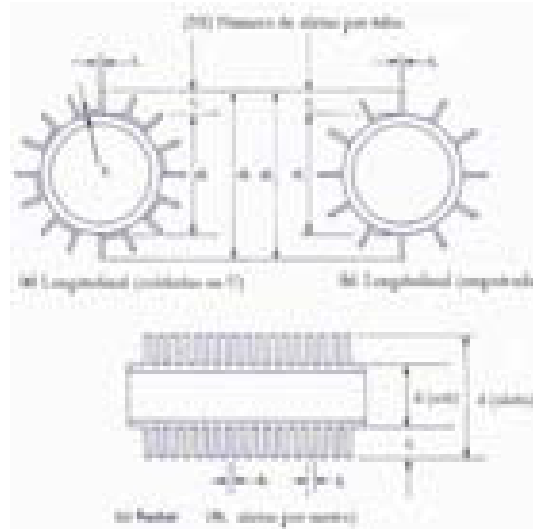


Fig. 3.8: Geometría de las aletas en los tubos (a) y (b) 1/1 doble tubos, (c) intercambiador con aire [22]

3.8.2 Cálculo de velocidad del aire y coeficientes de transferencia de calor

Velocidad estándar entre los tubos:

$$v_{a,s} = \frac{W_a}{\rho_{a,s} A_p} \quad (3.62)$$

Velocidad a través del ventilador:

$$v_a = \frac{W_a}{\rho_a A_v} \quad (3.63)$$

Coefficiente de transferencia de la aleta:

$$\alpha'_f = 15(v_{a,s})^{0.681} \quad (3.64)$$

El parámetro de eficiencia de la aleta (me), se calcula por medio de la ecuación (3.43) y la eficiencia de la aleta se debe de calcular con (3.44); pero en lugar de la altura de la aleta debe utilizarse la altura equivalente (l_{fe}) definido en (3.58). Los elementos utilizados en las ecuaciones (3.54) a (3.61), provienen de las especificaciones del condensador de aire donde:

N_f : es el número de aletas en una determinada longitud de tubo ($aletas/m$), N_b : es el número de bultos en el condensador de aire, s_f : se refiere al espaciamiento entre las aletas(m), d_f : es el diámetro de las aletas (m), l_f : es la altura de las aletas (m), lb : se refiere a la longitud del bulto (m), w_b : es el ancho del bulto (m), $\rho_{a,s}$: es la densidad estándar del aire (Kg/m^3), δ_f : es el espesor de la aleta (m), κ_f : es la conductividad de la aleta (W/mK).

Con la eficiencia de la aleta se puede calcular muy fácilmente el coeficiente de transferencia de calor externo h_o por medio de la ecuación siguiente [2, 8, 22].

$$h_o = \frac{\alpha'_f (\Omega_f A_f + A_u)}{A_b} \quad (3.65)$$

La cual es similar a la expresión (3.45).

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor interno, es necesario determinar el valor de: Reynolds, Prandtl, Graetz, y Grashof. El valor del h_i depende directamente del régimen de flujo y por tanto pueden ser utilizadas las expresiones desde la (3.35) hasta la (3.40).

El coeficiente interno referido al diámetro exterior del tubo h_{io} se debe de calcular con la ecuación (3.14). Para encontrar los coeficientes totales limpio y el factor de obstrucción deben de ser utilizadas las ecuaciones (3.13), (3.12) respectivamente.

Para calcular el coeficiente total de diseño o sucio U_D puede ser usada la ecuación (3.8); pero en este caso se utiliza la siguiente expresión [22]:

$$U_D = \frac{(t_2 - t_1)}{0.00088 \xi_a \left[\frac{T_2 + T_1}{2} - t_1 \right]} \quad (3.66)$$

Donde:

ξ_a : es un factor óptimo de corrección del aumento temperatura del aire, este valor se puede obtener a través del apéndice A en la figura A.12. La caída de presión total de los intercambiadores de aire puede ser estimada mediante la suma de las caídas de presión a través del bulto y a través del ventilador.

3.8.3 Cálculo de caída de presión para intercambiador de aire

Caída de presión en el bulto:

$$\Delta P_b = 0.1466 N_r v_{a,s}^{1.75} \quad (3.67)$$

Donde:

N_r : es el número de filas en el bulto.

Caída de presión en el ventilador:

$$\Delta P_p = b \rho_a v_a^2 \quad (3.68)$$

Donde: b : es una constante con valor de $b = 0.06$ cuando el aire es forzado y $b = 0.075$ cuando es inducido.

Caída de presión total:

$$\Delta P_{sh} = \Delta P_b + \Delta P_p \quad (3.69)$$

Nota: Las ecuaciones mostradas para el intercambiador de doble tubo y el condensador de aire, están en sistema internacional (SI). Y las caídas de presión en mmH_2O para el intercambiador de aspas y en Pa en el doble tubo.

Para determinar si los intercambiadores y los rehervidores tienen un buen desempeño energético se debe calcular la eficiencia térmica (ϵ) mediante la siguiente ecuación:

$$\epsilon = \frac{Q_r}{Q_{MAX}} \times 100 \quad (3.70)$$

Donde:

Q_r : Calor del rehervidor o intercambiador analizado.

Q_{max} : Calor de diseño del rehervidor o intercambiador analizado.

IV. METODOLOGÍA

Para determinar los flujos de calor en los diferentes equipos involucrados en el proceso, fue necesario conocer las características de cada modo de producción tales como: flujos de producción (cargas de alimentación), temperaturas y presiones de trabajo; y características físico-químicas de las diferentes corrientes involucradas. Los diagramas correspondientes a cada modo de producción están representados en las figuras de flujo A.1 a A.4

En la obtención de resultados se siguieron los siguientes pasos:

- Obtención de datos (tomas de muestra, análisis de laboratorio, impresiones de proceso y toma de datos de presión y temperatura)
- Obtención de propiedades termodinámicas y de transporte, mediante programa caracterizador de corrientes.
- Realización de cálculos, mediante secuencias aprobadas por Exxonmobil.
- Discusión de los resultados.

Para obtener datos confiables y poder determinar el flujo de calor real, se analizó el proceso cuando este se encontraba en condiciones estables de operación, es decir, cuando el solvente obtenido se encontraba dentro de los parámetros de especificación, definidos por ExxonMobil Chemical.

4.1 Mediciones de las principales variables involucradas en el proceso

Entre las principales variables a medir se encuentran:

1. Temperaturas del producto de alimentación a las torres de destilación (según el modo de producción), en la planta de solventes
2. Temperaturas de los productos; fondo y tope, en las torres de destilación
3. Temperaturas de los productos en la salida de los condensadores de las torres de destilación
4. Temperaturas en la salida de los rehervidores (retorno a la torre)
5. Temperatura de entrada y salida del aceite caliente en los rehervidores
6. Temperaturas de entrada y salida en intercambiadores involucrados en el proceso; pero que no pertenecen a las torres de destilación
7. Presión de operación en las torres, según el modo de producción
8. Presión de entrada y salida en los intercambiadores de calor (por ambos lados)
9. Presión de entrada y salida en intercambiadores de aspás
10. Flujos volumétricos y másicos de alimentación, destilado y fondo de las diferentes torres de destilación
11. Flujos volumétricos y másicos del aceite caliente utilizado en los rehervidores y de los intercambiadores, que trabajen con este medio de calentamiento
12. Muestras líquidas y gaseosas en diferentes puntos de la planta (ver puntos de muestreo en 4.1.4), para realizar caracterización físico-químico

4.1.1 Obtención de temperatura

Para obtener los datos de temperaturas necesarios, se hizo uso de las impresiones del sistema de control automático digital (Digital Control System) registradas en el cuarto de controles de Refinería ESSO; además, se utilizaron equipos adicionales como: pistola infrarrojo CAT1U8865, pistola láser y termopar digital TP-7 (propiedades de la compañía), para obtener datos de temperatura en puntos no registrados en el sistema de control automático. Todas las lecturas de temperatura fueron registradas en F (grados Fahrenheit).

4.1.2 Obtención de flujos

Los datos de flujos, se obtuvieron de las impresiones del sistema de control automático digital (Digital Control System), registradas en el cuarto de controles de Refinería ESSO. Estos datos son obtenidos en forma de flujo volumétrico, por tanto se deben transformar a flujos másico para realizar los balances de masa y encontrar cualquier flujo que no esté registrado en los controles y que sean necesarios para el balance energético. Para obtener el flujo másico a partir del volumétrico es necesario conocer la densidad de las corrientes, estas se obtuvieron por medio de la gravedad API (American Petroleum Institute) a 60 F [11].

Como la densidad varía con la temperatura es necesario determinar esta a la temperatura de operación, por medio del simulador de corriente PEGASYS o con la siguiente expresión [15].

$$\rho_t = \rho_{15} e^{\left[-\alpha_{15} \times \Delta T \left(1 + 0.8 \alpha_{15} \Delta T \right) \right]} \quad (4.1)$$

Donde:

ΔT : es la diferencia de temperatura ($T - 15^\circ C$)

α : es el coeficiente de expansión térmica a 15 $^\circ C$, se obtiene según:

$$\alpha_{15} = \frac{K_0}{\rho_{15}^2} + \frac{K_1}{\rho_{15}} \quad (4.2)$$

Donde:

ρ_{15} : es la densidad a la temperatura base, ρ_t : es la densidad a la temperatura de trabajo,

$K_{0,1}$: son factores para obtención de coeficiente de expansión térmica [15].

4.1.3 Obtención de presiones

Las presiones de cada torre de destilación están registradas en las impresiones del sistema de control automático digital (Digital Control System), obtenidas en el cuarto de controles. Los equipos que no se encuentran registrados se toman de forma puntual en los manómetros de succión y descarga de las bombas centrífugas o colocando un manómetro

de forma temporal a la entrada o salida de los quipos ej: alimentación a la torre T-802 modo XILENO. Las presiones se expresan en *psig* (libras por pulgada cuadrada de presión).

4.1.4 Muestreo de corrientes

En la planta de solvente Fénix están definidos los puntos de muestreo y cada corriente es diferenciada por un código asignado (número de muestra), dichas muestras serán tomadas por el personal de operaciones de la refinería (*patrol*), al mismo tiempo que se obtienen los datos de presión y temperatura. Estas muestras serán enviadas al laboratorio de la refinería donde se realizarán los análisis necesarios para la caracterización del producto.

Como se tiene una planificación de los ciclos de producción de solventes, el número de repeticiones de cada muestra depende directamente del tiempo de duración del modo de producción que se este trabajando. Las muestras a utilizadas son las que están reflejadas en las tablas 3.3 a 3.6.

Total de Muestras = XILENO (5) + D60 (9) + D40 (7) + DSP (11) = 32 muestras.

4.2 Recopilación de datos

Debido a que las condiciones climatológicas pueden influir en la operación de los equipos, los datos de; presión, temperatura y muestras de hidrocarburos, fueron tomadas a diferentes horas del día y con clima variado. Se tomaron datos y muestras de tres ciclos de producción para cada modo, en horarios de; mañana, tarde y noche. Esto con el objetivo de obtener datos confiables y que no fueran influenciados por las condiciones ambientales.

Los datos de temperaturas y flujos fueron tabulados en una hoja de cálculo reflejando; día, hora y punto de muestreo. Los análisis de laboratorio fueron archivados en hojas de reporte de datos junto con las impresiones de cromatografía e impresiones del sistema de control automático, los cuales fueron utilizados luego en los balances correspondientes. Ver apéndice B y D. Para los cálculos se utilizaron los promedios de los tres datos tomados en el día.

Muchas propiedades físico-químicas de productos derivados del petróleo no se encuentran tabulados o graficadas, por tal razón se hizo uso de un programa caracterizador de corrientes. Los datos obtenidos corresponden a los productos según; rango de destilación, °API, presión y temperatura.

4.3 Procesamiento de la información

Con todos los datos recopilados se realizaron los respectivos cálculos, utilizando las ecuaciones expuestas en el marco de referencia. Y así se presentaron los resultados y las recomendaciones.

Se realizaron los cálculos de balance de masa y calor en los rehervidores de las torres de destilación, siguiendo las secuencias mostradas desde 3.3 hasta 3.21.

Para los intercambiadores de calor tubo y coraza, que no trabajan como rehervidores, se utilizaron la secuencia desde 3.5 hasta 3.21.

El intercambiador de calor doble tubo, siguió la secuencia mostrada en las ecuaciones 3.22 hasta 3.53.

Los intercambiadores de aspas; inducido o forzado, siguieron la secuencia mostrada en las ecuaciones 3.54 hasta 3.69.

Para el cálculo de la eficiencia térmica de todos los equipos se utilizó la ecuación 3.70.

En el presente trabajo monográfico se utilizó un sistema de unidades híbrido, es decir, que se utilizó el sistema inglés en la mayor parte del trabajo y el sistema internacional en algunos cálculos debido a la escasa documentación referente al cálculo de algunos intercambiadores, pero se presentaron los resultados en sistema inglés esto con fin de satisfacer las demandas de la compañía ESSO, ya que este es el sistema tradicional de la empresa.

V. PRESENTACIÓN Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

De acuerdo a la evaluación energética realizada, se constató el buen funcionamiento del sistema automático de control de la planta Fénix y los demás instrumentos de medición, como son: los medidores de presión y temperatura; aunque los medidores de flujo en algunos puntos del proceso no estaban calibrados.

Durante el periodo del 15 de Mayo al 21 de Agosto del 2004, se recopiló la información necesaria de los parámetros de operación de los equipos. Y se analizaron las corrientes involucradas en el proceso.

La temperatura, presión, flujo o carga líquida y propiedades físicas influyeron de forma determinante en la obtención de los resultados de balance másico y energético, que a continuación se muestra en el siguiente orden:

1. Modo XILENO
2. Modo EXXSOL D40
3. Modo EXXSOL D60
4. Modo EXXSOL DSP

5.1 Balance de masa, energía y coeficiente de transferencia de calor en el modo de producción XILENO

El flujo másico, la temperatura, propiedades físicas de las corrientes y características de diseño de los equipos que intervienen en el proceso de producción del XILENO son necesarias para realizar los diferentes cálculos y de esta manera evaluar el desempeño de los equipos involucrados en el proceso.

5.1.1 Balance de masa modo de producción XILENO

El balance de materia es la base para una serie de cálculos, que permiten determinar los balances energéticos y verificar los parámetros de diseño en los diferentes equipos. El proceso de producción de XILENO se esquematiza en la figura A.1.

En este modo de producción, el primer equipo analizado fue la torre T-802. El comportamiento de la alimentación y los productos obtenidos (destilado y fondos) en esta torre se muestran en la figura 5.1.

Para obtener el balance en la torre de destilación, se tomó como volumen de control; la corriente de alimentación, la corriente de salida del condensador y la corriente de fondo (que no retornan a la torre).

En la figura 5.1 y tabla 5.1, se observa que durante los 11 días analizados se encontró una diferencia mínima de 0.03 % y un máximo de 15.3 % entre los flujos de alimentación y salida de la torre T-802. Hay que destacar, que las diferencias encontradas se deben a las lecturas en el sistema de control automático, es decir, los flujos registrados oscilan debido al ajuste en los controladores de para mantener el equilibrio. Por lo tanto, el balance de esta torre puede considerarse como el más oscilatorio de todo el proceso y con los errores más grandes con respecto a la calibración del medidor de flujo, el cual se encuentra en el tope. Esto se debe a que la corriente # 88 simplemente regresa a la refinería (Manref: por Managua Refinery) como materia prima de otra producción.

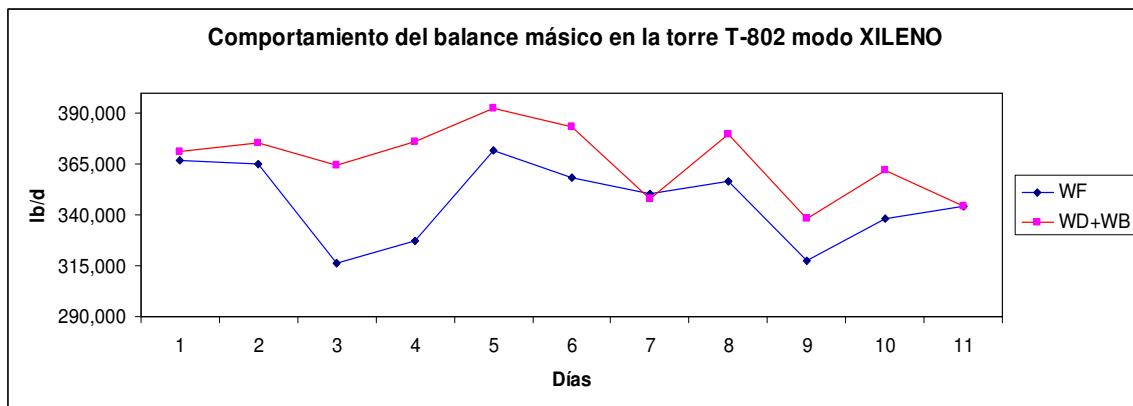


Fig. 5.1: Comportamiento y comparación de los flujos de alimentación y los productos obtenidos en la torre de destilación T-802 en el modo XILENO

Tabla 5.1: Comparación de los flujos en las torres del modo XILENO

Equipo	Flujo (lb/d)	Promedio	Máximo	Mínimo
T-802	W_F	346,554	371,662	316,156
	$W_D + W_B$	366,896	392,515	338,165
T-806/803	W_F	124,438	131,688	96,726
	$W_D + W_B$	123,810	149,771	103,641

Los valores de la desviación estándar (σ) para el flujo de alimentación mostrados en la tabla 5.1, se muestran en la tabla 5.2. Esto quiere decir que el 95% de los valores de flujo para la torre T-802, se encuentran bajo control estadístico por encontrarse los máximos y mínimos entre los valores de -2σ y $+2\sigma$. Sin embargo, para la torre T-803/806, existe un dato fuera de los límites de control, según el grado de severidad utilizado.

Tabla 5.2: Desviación estándar de los flujos en las torres del modo XILENO

Equipo	σ	-2σ	$+2\sigma$
T-802	19,633	307,228	385,880
T-806/803	9,822	104,795	144,081

La figura 5.2 y tabla 5.1 muestran los flujos de las torres que trabajan en serie T-803/806. En estas se puede observar un comportamiento estable en las entradas y salidas; a excepción de los puntos encerrados en la figura 5.2. Estos datos fuera de lo normal, significan que al momento de obtener la impresión del sistema de control automático, se encontraba en proceso de estabilización de flujos en la torre. Sin embargo, estos datos no afectan los resultados obtenidos. El porcentaje de desviación de los flujos oscila entre el 0.05 y 15 %.

En la figura 5.3 y 5.4, se muestran los valores obtenidos en los condensadores E-16 y E-9. En el caso de la figura 5.3, se revela un comportamiento aparentemente inestable. Sin embargo, lo que ocurre es que en este intercambiador de calor se consideran los flujos del destilado y retorno del tope. El flujo de retorno es el responsable de mantener estabilidad en la torre, en cuanto al enriquecimiento de las corrientes y mantener la presión en el tope. El comportamiento del flujo en el intercambiador E-9, se presenta más estable debido a que se considera solamente el destilado del tope de la torre T-802.

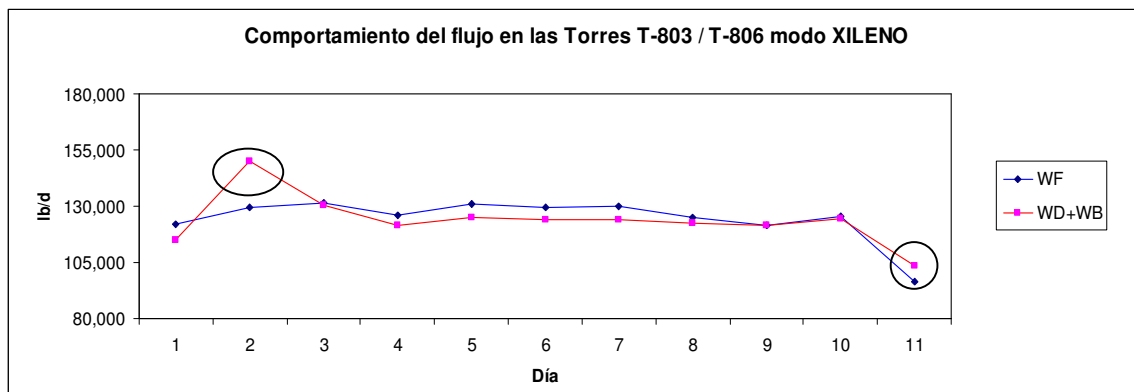


Fig. 5.2: Comportamiento y comparación de los flujos de alimentación y los productos obtenidos en las torres de destilación, que trabajan en serie T-803/806 en el modo XILENO

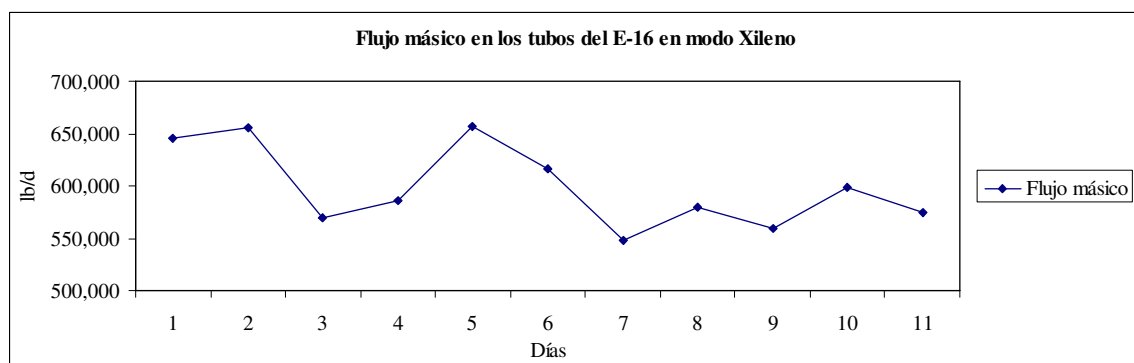


Fig. 5.3: Flujo másico en los tubos del condensador de aspas E-16 en modo XILENO

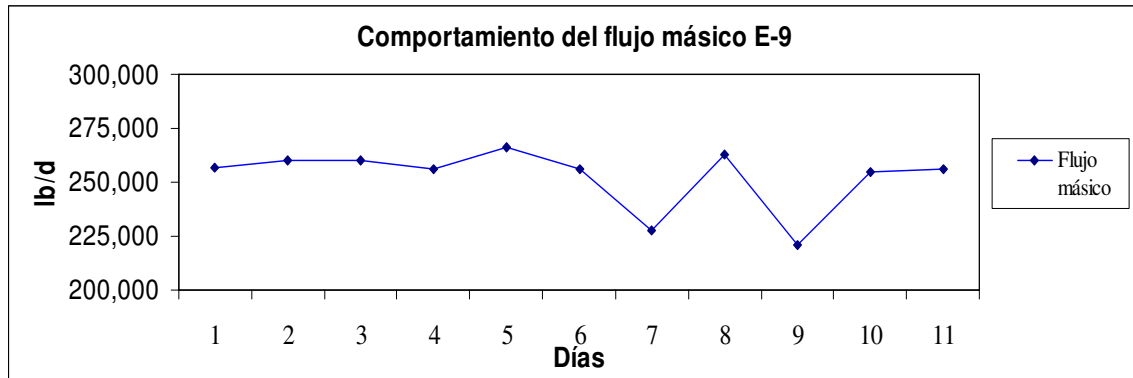


Fig. 5.4: Flujo másico en los tubos del intercambiador de aspas E-9 en modo XILENO

En la figura 5.5 y 5.6 se muestran el comportamiento del flujo en los tubos de los intercambiadores E-800 y E-25. En estos intercambiadores se aprecia mayor estabilidad en los flujos másico. El tamaño de la torre T-803/806, permite obtener con mayor facilidad el corte de destilación deseado sin alterar los flujos en la zona de enriquecimiento.

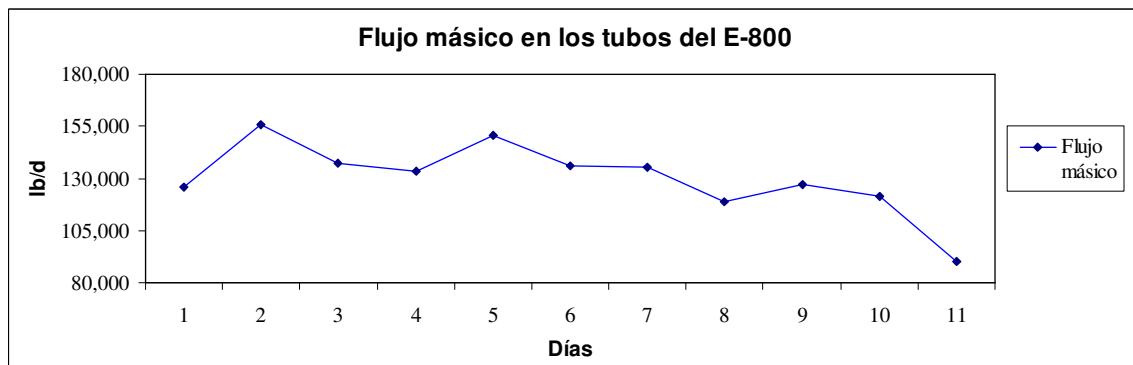


Fig. 5.5: Comportamiento del flujo de alimentación al condensador E-800 en el modo XILENO

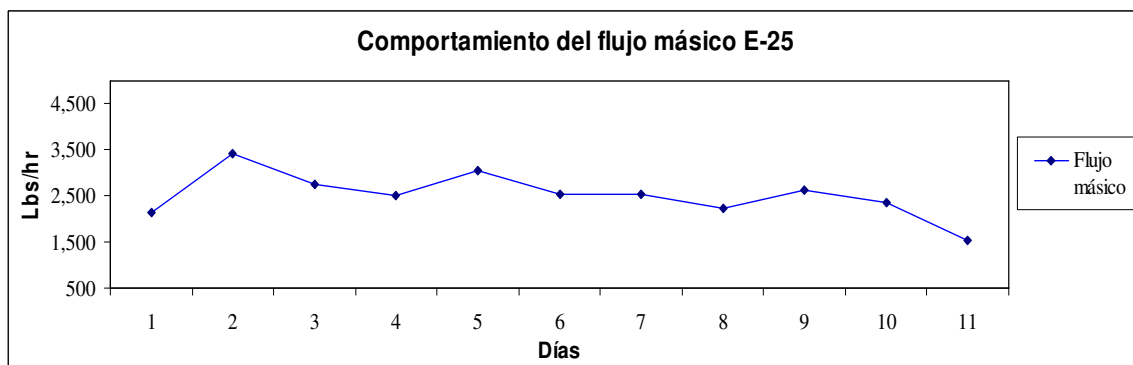


Fig. 5.6: Comportamiento del flujo de alimentación al enfriador E-25 en el modo XILENO

En la tabla 5.3 se muestran los flujos máscicos de las corrientes frías y calientes en el modo de producción XILENO. Entre los rehervidores E-28 y E-804, el primero demanda mayor flujo de aceite caliente para garantizar una buena separación en el flujo de alimentación a la torre T-802. En el caso de los intercambiadores de aspás, el que demanda mayor cantidad de aire es el intercambiador E-16.

La desviación estándar (σ) de los flujos representados en la tabla 5.3, se muestran en la tabla 5.4. Ésta expone que el 95% de los valores se encuentran bajo control estadístico, por encontrarse los máximos y mínimos entre los valores de $\pm 2\sigma$. Sin embargo, los intercambiadores E-9, E-25 y E800, muestran datos fuera de -2σ , según el grado de severidad utilizado. Esto no significa que estén defectuosos los equipos, simplemente que hay momentos que se procesa menos carga de lo habitual.

Tabla 5.3: Comparación de los flujos máscicos en los equipos del modo XILENO

Equipo	Flujo (lb/d)	Promedio	Máximo	Mínimo
E-28	W_{Ae}	1,110,659	1,295,987	813,627
	W_{Be}	795,457	881,469	693,524
E-804	W_{Ae}	353,500	465,070	214,323
	W_{Br}	213,229	270,740	175,159
E-16	W_V	598,912	656,969	547,580
	W_a	17,989,579	22,039,384	13,471,670
E-9	W_D	252,601	266,553	221,143
	W_a	2,125,113	2,943,739	672,611
E-800	W_V	130,211	155,999	90,278
	W_a	1,525,699	1,741,249	1,181,630
E-25	W_D	60,458	81,840	37,121
	W_a	950,720	1,465,519	478,885

Tabla 5.4: Desviación estándar de los flujos calientes en los equipos del modo XILENO

Equipo	σ	-2σ	$+2\sigma$
E-28	185,284	740,091	1,481,227
E-804	78,727	196,045	510,955
E-16	39,098	520,716	677,108
E-9	14,482	223,637	281,565
E-800	17,410	95,390	165,032
E-25	11,552	37,364	83,562

Los resultados de la tabla 5.4, demuestran que la operación de control de flujo se está realizando cumpliendo con los estándares del proceso, esto implica que se mantiene el balance másico para garantizar productos en especificación y evitar pérdidas de tiempo en reproceso.

5.1.2 Balance energético en modo de producción XILENO

El balance másico y la temperatura del fluido afecta directamente en el balance energético. El rehervidor suministra la energía y el condensador retira parte de la energía suministrada. Para el balance energético se evaluaron los equipos periféricos (rehervidor y condensador) y la torre de destilación.

El comportamiento del flujo de calor suministrado por el rehervidor E-28, se ilustra en la figura 5.7. El comportamiento es muy similar al de la figura 5.1, ya que el flujo másico afecta directamente al flujo energético. Las diferencias en el balance energético en el rehervidor y las torre son prácticamente despreciables estos pueden ser considerados como pérdidas al ambiente.

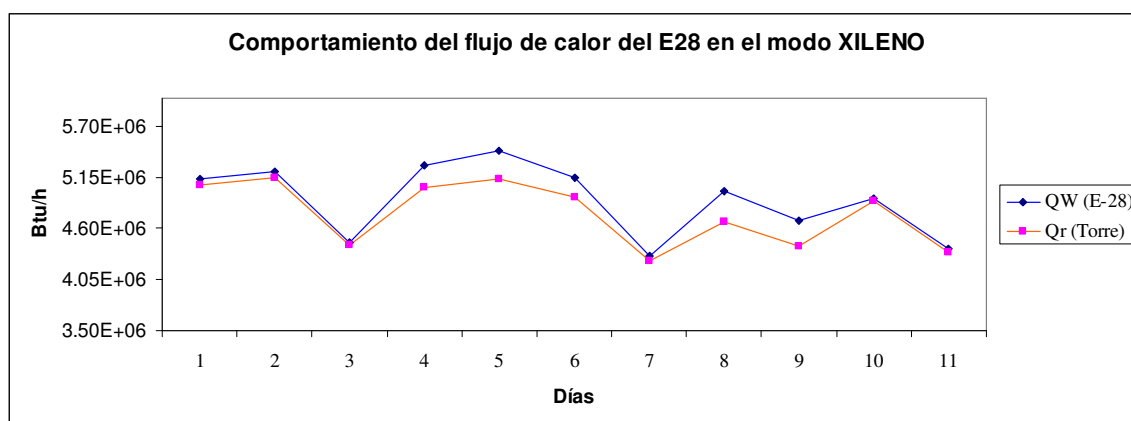


Fig. 5.7: Comportamiento y comparación de los flujos de calor suministrados a la torre de destilación T-802 en el modo XILENO

Como se observa en tabla 5.6, el 95% de los valores de flujo de calor para el rehervidor E-28 se encuentra bajo control estadístico, por encontrarse los máximos y mínimos entre los valores de $\pm 2\sigma$; aunque, para el rehervidor E-804, existe una prominente perturbación, la cual provoca un dato fuera de los límites de control. La perturbación fue generada por el proceso de estabilización de flujos en la torre T-803 / 806.

En las figuras 5.2 y 5.8 se puede observar (encerrado en ovalo), que la alteración corresponde al mismo dato puntual, es decir, que es producto del alto flujo másico, el elevado calor en el balance de energía. Las diferencias entre el calor cedido y absorbido se deben a pérdidas al ambiente, las cuales son despreciables, ya que promedian en 3%.

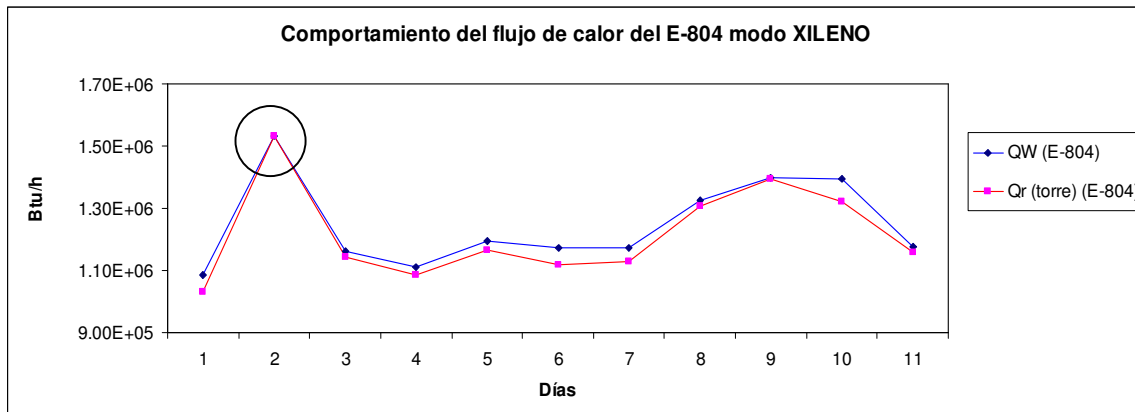


Fig. 5.8: Comportamiento y comparación de los flujos de calor suministrados a las torres de destilación T-803/806 en el modo XILENO

Las figuras: 5.9, 5.10, 5.11 y 5.12 muestran el comportamiento en los flujos energéticos de los intercambiadores con aspas; E-16, E-9, E-800 y E-25 respectivamente. En dichas figuras se puede apreciar la relación directa entre el flujo másico y el flujo energético al ser comparadas con las figuras desde 5.3 hasta 5.6.

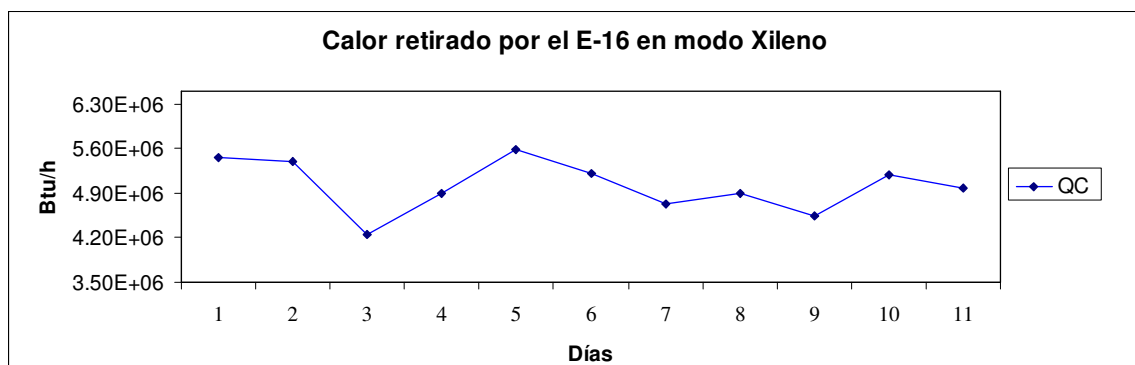


Fig. 5.9: Comportamiento del flujo de calor retirado por el intercambiador de calor E-16 en el modo XILENO

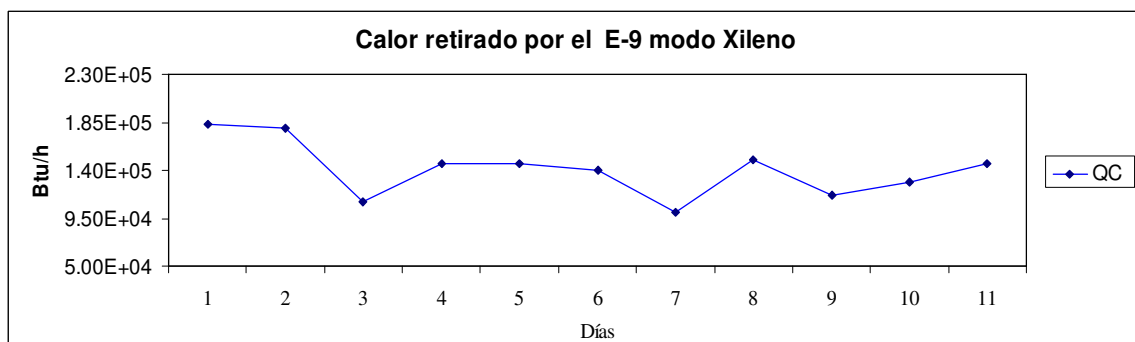


Fig. 5.10: Comportamiento del flujo de calor retirado por el intercambiador de calor E-9 en el

modo XILENO

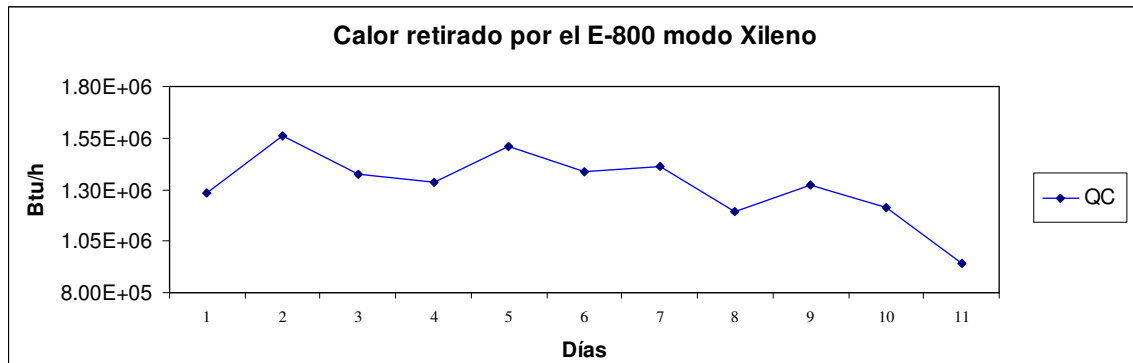


Fig. 5.11: Comportamiento del flujo de calor retirado por el intercambiador de calor E-800 en el modo XILENO

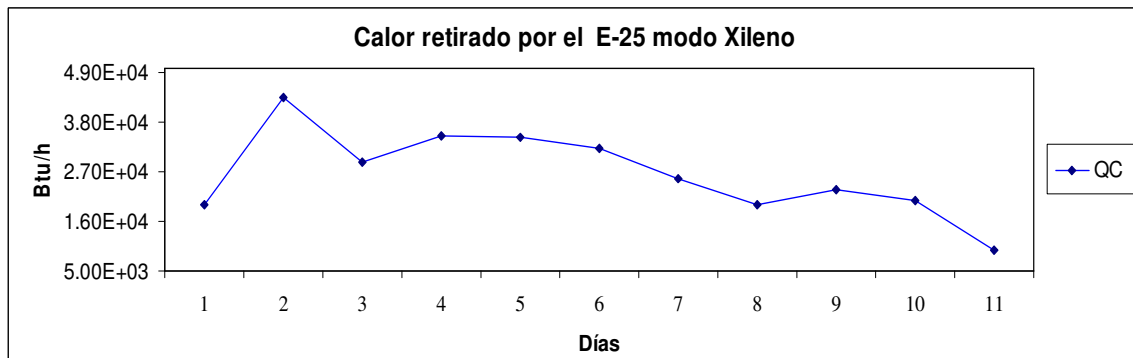


Fig. 5.12: Comportamiento del flujo de calor retirado por el intercambiador de calor E-25 en el modo XILENO

Los valores del flujo de calor de los rehervidores y sus respectivas torres se presentan en la tabla 5.5. Entre los rehervidores E-28 y E-804, es notoria la diferencia de calor de operación; esto se debe a la diferencia de flujo másico con que trabajan. En ambos equipos el calor del rehervidor es mayor que el de la torre, esto es normal en el balance de energía de las torres ya que el rehervidor suministra el calor necesario para el fraccionamiento.

El flujo de calor del rehervidor E-28 proporciona pérdidas promedio de 2.86 %. La secuencia de cálculo del balance energético se observa en el apéndice D.

Tabla 5.5: Comparación de los flujos de calor en los rehervidores del modo XILENO

Equipo	Calor (Btu/h)	Promedio ($\times 10^{-6}$)	Máximo ($\times 10^{-6}$)	Mínimo ($\times 10^{-6}$)
E-28	Q_W	4.99	5.44	4.31
	$Q_{(Torre)}$	4.86	5.15	4.25
E-804	Q_W	1.2	1.53	1.09
	$Q_{(Torre)}$	1.17	1.53	1.03

En la tabla 5.6 se muestra la desviación estándar obtenida para los flujos de calor en los rehervidores E-28 y 804. Podemos apreciar que las desviaciones son pequeñas, esto indica que el 95% de los datos se encuentran entre $\pm 2\sigma$.

Tabla 5.6: Desviación estándar de los flujos de calor en los rehervidores del modo XILENO

Equipo	σ ($\times 10^{-6}$)	-2σ ($\times 10^{-6}$)	$+2\sigma$ ($\times 10^{-6}$)
E-28	0.389	4.210	5.770
E-804	0.142	0.920	1.490

Los condensadores E-16 y E-9 presentan resultados de calor más alto que los enfriadores E-800 y E-25 (ver tabla 5.7). La diferencia básicamente es por el servicio que realizan, mientras los condensadores necesitan realizar cambio de fase en la corriente, los enfriadores solamente disminuyen la temperatura de la misma para su posterior utilización durante el proceso.

Tabla 5.7: Flujos de calor en los intercambiadores de aspas del modo XILENO

Equipo	Calor (Btu/h)	Promedio ($\times 10^{-6}$)	Máximo ($\times 10^{-6}$)	Mínimo ($\times 10^{-6}$)
E-16	Q_C	5.01	5.58	4.24
E-9	Q_D	0.141	0.183	0.100
E-800	Q_C	1.32	1.56	0.94
E-25	Q_D	0.027	0.044	0.010

La tabla 5.8 representa las desviaciones estándar para los flujos de calor en los intercambiadores de aspas. Los resultados indican que los flujos de calor obtenidos se encuentran aproximadamente en un 95% dentro de los límites de $\pm 2\sigma$.

Tabla 5.8: Desviación estándar de los flujos de calor en los intercambiadores del modo XILENO

Equipo	σ ($\times 10^{-6}$)	-2σ ($\times 10^{-6}$)	$+2\sigma$ ($\times 10^{-6}$)
E-16	0.410	4.19	5.83
E-9	0.026	0.089	0.193
E-800	0.169	0.984	1.658
E-25	0.0095	0.008	0.046

Los resultados observados en las tablas 5.6 y 5.8 confirman que los controladores de flujo tienen una gran importancia en la estabilidad de la operación, es decir que de esta manera se garantiza que el intercambio de calor entre los fluidos se realiza de forma eficiente.

5.1.3 Coeficientes de transferencia de calor y caída de presión XILENO

Conociendo las superficies de transferencia de calor y de los balances de materia y energía es necesario calcular los coeficientes totales de transferencia de calor limpios y de diseño. Con estos cálculos se determinará el factor de obstrucción. El factor de obstrucción es un indicativo de que tan obstruido se encuentra el equipo, después de tantos años de uso y una forma de validar el resultado es calculando las caídas de presión.

Rehervidor E-28 y E-804:

En la tabla 5.9 se observan los coeficientes de transferencia de calor para los rehervidores E-28 y E-804. El factor de obstrucción indicó, que se encuentran con un bajo índice de incrustaciones que impidan el paso del flujo de calor. Las desviaciones estándar mostradas en la tabla 5.9, señalan que los valores máximos y mínimos de los coeficientes de transferencia de calor y del factor de obstrucción se encuentran bajo control estadístico, según el grado de severidad aplicado.

En los intercambiadores de calor E-16 y E-9 no se representan los factores de obstrucción debido a que estos presentan resultados fuera de lo normal, ya que se obtuvieron valores negativos. Éste valor no es correcto bajo el esquema de cálculos de transferencia de calor; pero si analizamos el porcentaje de los flujos que entran a los equipos con los flujos de placa (datos de fábrica), se demuestran que operan con menos del 30% del flujo para el que fueron diseñados. Se puede concluir que los intercambiadores están sobre dimensionados y por tanto subutilizados. Los resultados de los factores de obstrucción se pueden ver en apéndice D.

Si se aumenta el flujo hasta la capacidad de diseño del intercambiador E-9, se obtienen los resultados siguientes:

$$U_C = 68.87 \text{ Btu/hpie}^2F \quad U_D = 62.02 \text{ Btu/hpie}^2F \quad R_D = 0.002 \text{ hpie}^2F/\text{Btu}$$

Estos resultados se encuentran más acorde con los datos de placa del equipo.

Las caídas de presión calculadas por el lado de los tubos, para el E-28 y el E-804 son despreciables en comparación con el especificado en el diseño. Esto corrobora el valor del factor de obstrucción. Por el lado de la coraza no es necesario hacer el cálculo de caídas de presión; debido a que la corriente se encuentra en estado de saturación y bajo estas condiciones son despreciables. La eficiencia térmica (ϵ) con que trabajan estos rehervidores es del 57.9 % y 45.7% respectivamente, es decir que operan aproximadamente con tan solo un 50% de su capacidad total. Los intercambiadores E-800 y E-25 son intercambiadores pequeños, en comparación con el E-16 y el E-9. En la tabla 5.9 se observa que trabaja con un bajo índice de incrustaciones, lo cual se demuestra con los resultados obtenidos en las caídas de presión. La secuencia de cálculo se encuentra en el apéndice D y los gráficos utilizados, en el apéndice A.

Tabla 5.9: Coeficientes de transferencia de calor, factor de obstrucción y desviación estándar en los diferentes intercambiador del modo XILENO

Equipo	Parámetros	Promedio	Mínimo	Máximo	σ
E-28	U_C (Btu/hpie ² F)	86.2	75.9	96.8	9
	U_D (Btu/hpie ² F)	67.6	61.0	74.8	6
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0032	0.0030	0.0033	0.0001
E-804	U_C (Btu/hpie ² F)	72.1	58.6	93.8	12
	U_D (Btu/hpie ² F)	57.2	48.0	70.9	7
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0036	0.0034	0.0038	0.0001
E-16	U_C (Btu/hpie ² F)	23.89	20.9	26.8	1.9
	U_D (Btu/hpie ² F)	56.79	45.2	68.5	7.7
E-9	U_C (Btu/hpie ² F)	19.9	16.5	21.2	1.7
	U_D (Btu/hpie ² F)	83.1	50.05	298	71.5
E-800	U_C (Btu/hpie ² F)	197.8	165.7	213	14.3
	U_D (Btu/hpie ² F)	122.8	115.5	129.2	3.7
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0031	0.0022	0.0033	0.0003
E-25	U_C (Btu/hpie ² F)	38.1	27.3	49.0	5.73
	U_D (Btu/hpie ² F)	29.3	22.7	36.1	4.19
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.008	0.001	0.018	0.006

Los condensadores E-16 y E-800 se encuentran trabajando con una eficiencia térmica del 50 % de su capacidad, estos resultados se encuentran las tablas de resultados para el modo XILENO del Apéndice D. Los enfriadores E-9 y E-25 tienen una eficiencia de 2 y 4 % respectivamente, razón por la cual se considera que están subutilizados. La secuencia de cálculo se encuentra en el apéndice D y los gráficos utilizados, en el apéndice A.

La desviación estándar que se aprecian en la tabla 5.9 indica que el 95% de los valores obtenidos se encuentran bajo control estadístico según el grado de severidad aplicado. Esto significa que aunque los intercambiadores han estado en servicio por un largo periodo de tiempo no presentan suciedad significativa que obstruya el paso del fluido y la transferencia de calor en los equipos.

5.2 Balance de masa, energía y coeficiente de transferencia de calor en el modo de producción en modo EXXSOL D40

5.2.1 Balance de masa modo de producción D40

Este modo de producción cuenta con la menor cantidad de equipos para su desarrollo. Entre estos tenemos; dos intercambiadores de tubo y coraza, un intercambiador doble tubo, un rehervidor y dos intercambiadores de aspas. El esquema de producción de EXXSOL D40 se muestra en la figura A.2.

En la tabla 5.10 se observan los flujos máscicos obtenidos por medio de balance máscico y/o conversión de unidades en las corrientes frías y calientes. En la tabla 5.11 se observan las desviaciones calculadas para los diferentes equipos, se concluye que los resultados obtenidos se encuentran en control estadístico ya que un 95% de los datos están dentro del rango de severidad utilizado. Parte de la estabilidad observada en los flujos se debe al D-900, esto provoca menor fluctuación en los datos recopilados y por tanto en los resultados de los diferentes balances.

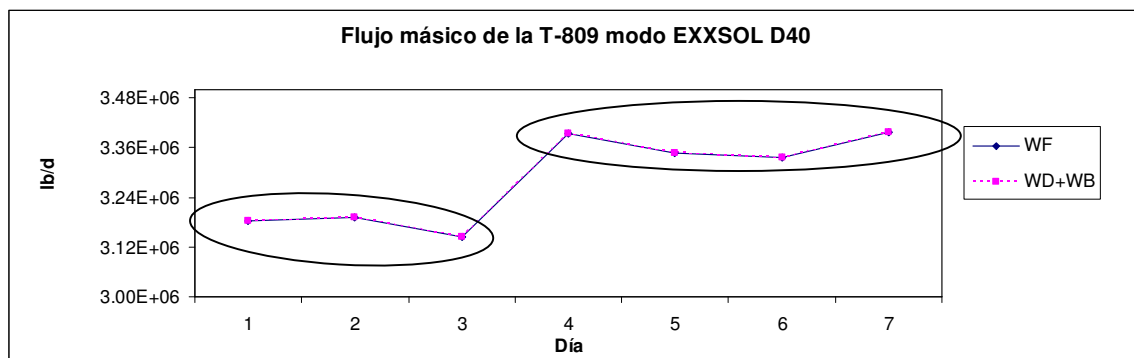
Tabla 5.10: Comparación de los flujos máscicos en los equipos del modo EXXSOL D40

Equipo	Flujo (lb/d)	Promedio	Máximo	Mínimo
E-7	W_{C-94}	155,647	156,567	154,902
	W_{C-95}	179,074	182,496	176,160
E-15	W_A	124,091	142,932	110,997
	$W_{C-94,81}$	179,074	182,496	176,160
E-58	W_{C-95}	179,074	182,496	176,160
	W_{C-81}	32,479	37,608	18,360
E-901	W_{C-95}	179,074	182,496	176,160
	W_a	486,626	595,101	386,794
E-902	W_V	31,638	37,191	23,916
	W_a	977,612	1,379,776	680,568
E-30	W_A	414,554	517,903	276,760
	$W_{B e}$	182,692	212,173	141,065

Tabla 5.11: Desviación estándar de los flujos calientes en los equipos del modo EXXSOL D40

Equipo	σ	-2σ	$+2\sigma$
E-7	2,092	174,890	183,258
E-15	13,101	97,890	150,292
E-58	2,092	174,890	183,258
E-901	2,092	174,889	183,295
E-902	4,978	21,682	41,594
E-30	75,053	266,448	564,661

La figura 5.13 muestra el comportamiento del flujo másico en la torre T-809, en el cual se puede identificar que los flujos de entrada y salida se encuentran superpuestos. Esto es debido a que no se cuenta con indicador de flujo en el tope de la torre. Como el producto obtenido en el fondo de la torre se encuentra en especificación y la torre trabaja en equilibrio se calcula el flujo del tope por medio del balance másico.

**Fig. 5.13:** Comportamiento del flujo másico de las entradas y salidas de la torre T-809 Modo EXXSOL D40

El comportamiento escalón presentado en la torre T-809 (encerrado en círculos en la figura 5.13), es debido a la densidad de la materia prima procesada, es decir, que durante uno de los ciclos se procesó un producto con mayor densidad, y aunque se alimentó el mismo flujo volumétrico, el flujo másico aumentó considerablemente.

Los flujos de entrada y salida en la torre T-809 se reportan en la tabla 5.12 y sus desviaciones estándar en la tabla 5.13. De estos resultados y el grado de severidad utilizado, se concluye que los flujos se encuentran en control estadístico ya que un 95% de estos se encuentran entre el rango de severidad.

Tabla 5.12: Comparación de los flujos en las torres del modo EXXSOL D40

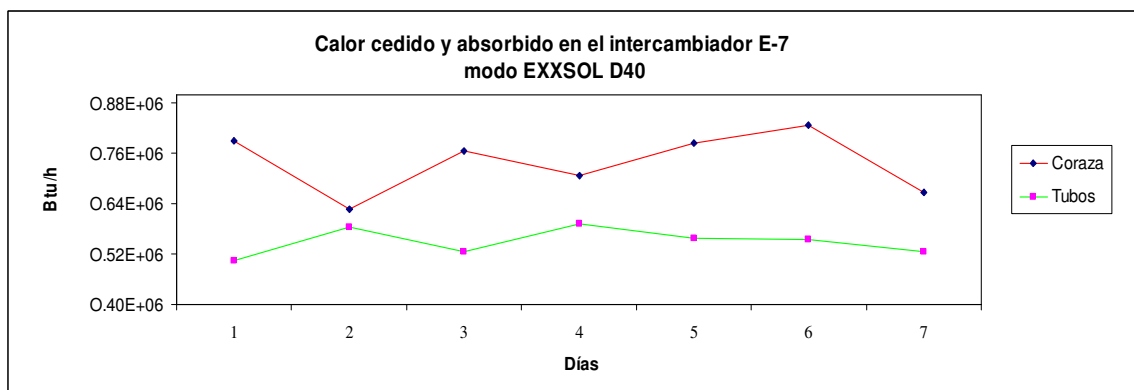
Equipo	Flujo (lb/d)	Promedio	Máximo	Mínimo
T-809	W_F	136,886	141,586	131,064
	$W_D + W_B$	136,886	141,586	131,064

Tabla 5.13: Desviación estándar del flujo de alimentación en la torre T-809 modo EXXSOL D40

Equipo	σ	-2σ	$+2\sigma$
E-809	4,487	127,913	145,859

5.2.2 Balance energético en modo de producción EXXSOL D40

El intercambiador E-7 cuenta con una área de transferencia de calor grande; sin embargo, éste opera de forma deficiente ya que el flujo caliente pasa por la coraza provocando pérdidas al ambiente. La figura 5.14 muestra el comportamiento de los flujos de calor por el lado de la coraza y por los tubos. La diferencia entre los gráficos corresponde a las pérdidas al ambiente. Los valores de los flujos de calor pueden ser apreciados en la tabla 5.14.

**Fig. 5.14:** Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-7 modo EXXSOL D40

El intercambiador E-15 se comporta más estable que el E-7, en la figura 5.15 y la tabla 5.14 se puede observar que las pérdidas son despreciables. La poca oscilación del E-15 se debe a que el flujo de calor suministrado a la corriente es de gran importancia; porque aquí se regula la temperatura de entrada al reactor y un pequeño error provocaría la desactivación y/o pérdida total del catalizador. Siendo los sensores de temperatura y flujo de este equipo los que se calibran con más frecuencia.

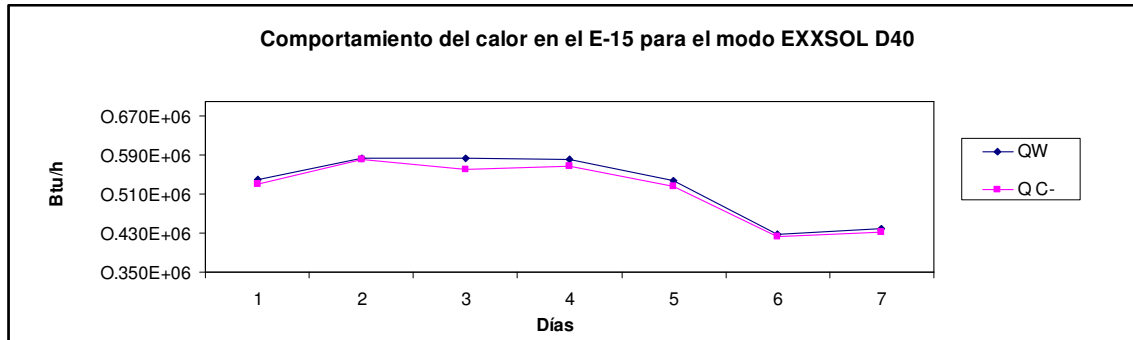


Fig. 5.15: Comportamiento del flujo de calor en el intercambiador E-15 modo EXXSOL D40

El E-58 es un intercambiador de doble tubo con un área de transferencia de calor pequeña en comparación con los intercambiadores de tubo y coraza, es lógico esperar un valor bajo en el calor cedido y/o absorbido. La figura 5.16 muestra los dos gráficos que representan el flujo de calor monitoreado durante tres ciclos de producción. Por ser un intercambiador doble tubo las dos curvas del gráfico se superponen como si fueran una sola. El punto que distorsiona la continuidad de la curva se debe al inicio del segundo ciclo, con una menor alimentación de la corriente # 81 (gas de tratar), la cual se estabiliza con el tiempo. Ver datos de apéndice D.

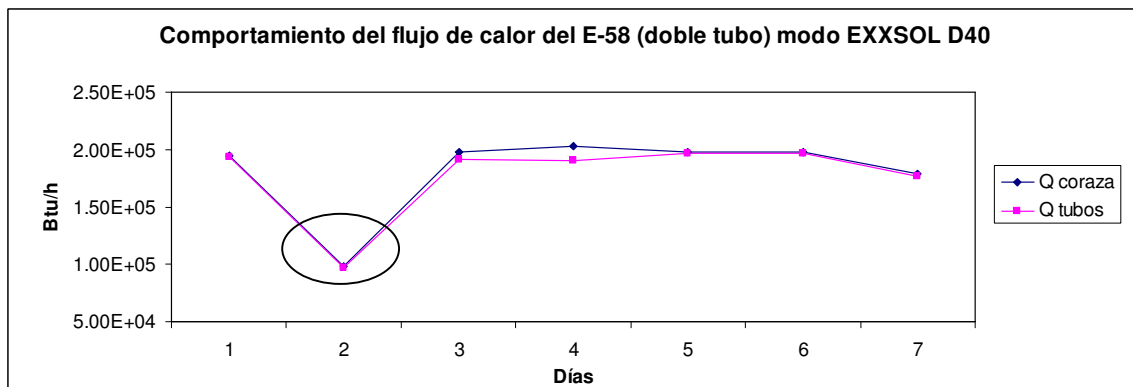


Fig. 5.16: Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-58 modo EXXSOL D40

El calor retirado por los intercambiadores de aspas E-901 y E-902 se observan en las figura 5.17 y 5.18 y en la tabla 5.14 se muestran los flujos de calor de las corrientes frías y calientes. Los cálculos realizados se pueden observar en el apéndice D.

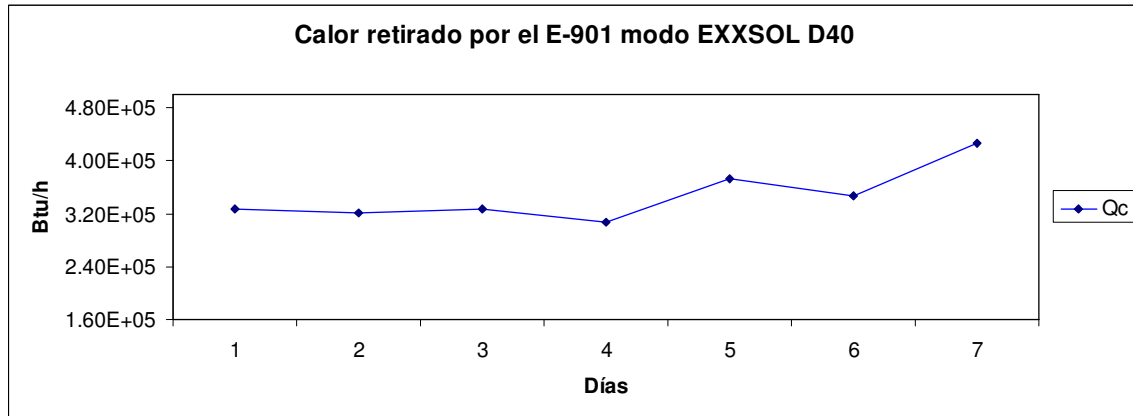


Fig. 5.17: Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-901 modo EXXSOL D40

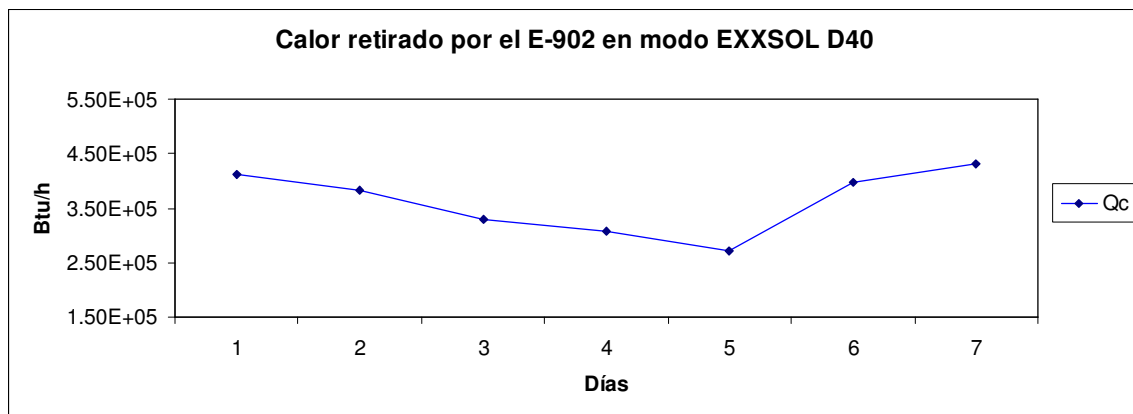


Fig. 5.18: Comportamiento del flujo energético en el intercambiador E-902 modo EXXSOL D40

La figura 5.19 muestra el comportamiento del flujo de calor del rehervidor E-30, el cual suministra la energía a la torre T-809. Se observan dos curvas, la superior corresponde al flujo de calor suministrado por el rehervidor y la inferior al calor absorbido por la torre. El comportamiento creciente en la gráfica 5.19 está en correspondencia a la densidad de la materia prima procesada, lo cual provoca un mayor flujo másico y mayor flujo de calor para su fraccionamiento. Los cálculos realizados se pueden apreciar en apéndice D.

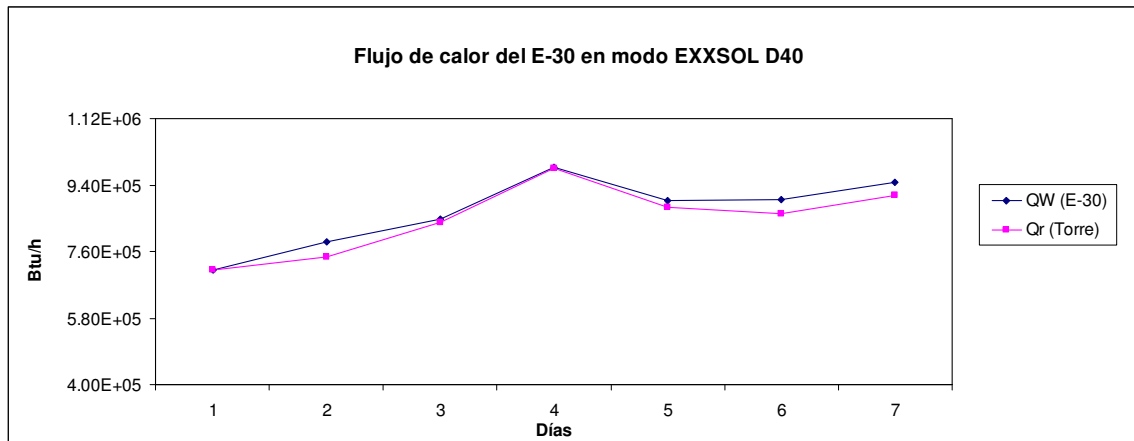


Fig. 5.19: Comportamiento del flujo energético en el rehervidor E-30 modo EXXSOL D40

Tabla 5.14: Flujos de calor en los intercambiadores del modo EXXSOL D40

Equipo	Calor(Btu/h)	Promedio($\times 10^{-6}$)	Máximo($\times 10^{-6}$)	Mínimo($\times 10^{-6}$)
E-7	Q_{95}	0.739	0.829	0.627
	Q_{94}	0.549	0.592	0.504
E-15	Q_W	0.527	0.548	0.428
	$Q_{C-94,81}$	0.520	0.581	0.424
E-58	Q_{95}	0.181	0.203	0.098
	Q_{81}	0.178	0.197	0.097
E-901	Q_{95}	0.347	0.426	0.308
E-902	Q_V	0.362	0.430	0.270
E-30	Q_W	0.869	0.988	0.711
	$Q_{(Torre)}$	0.848	0.986	0.710

Los resultados de las desviaciones estándar del flujo de calor de los equipos que intervienen en el modo de producción D40 están incluidos en la tabla 5.15. Estos resultados indican que se encuentran bajo control estadístico, según el grado de severidad utilizado.

En este modo de producción se cuenta con un tambor acumulador el cual tiene como función principal mantener constante la alimentación al proceso, con esto se logra que no existan grandes oscilaciones en los flujos másicos y se mantenga estable el intercambio de calor en los equipos, controlando las temperaturas de entrada y salida. Muestra de esto son los resultados expuestos en la tabla 5.14 y 5.15.

Tabla 5.15: Desviación estándar del flujo de calor de los equipos del modo EXXSOL D40

Equipo	$\sigma(x10^{-6})$	$-2\sigma(x10^{-6})$	$+2\sigma(x10^{-6})$
E-7	0.0731	0.593	0.885
E-15	0.0673	0.393	0.662
E-58	0.0374	0.106	0.256
E-901	0.0408	0.266	0.429
E-902	0.0630	0.236	0.488
E-30	0.0947	0.679	1.06

5.2.3 Coeficientes de transferencia de calor y caída de presión D40

En este modo de producción intervienen equipos que no fueron incluidos en el modo XILENO, son equipos totalmente independientes lo cual permite la operación de ambos modos al mismo tiempo. Al igual que mencionamos anteriormente es necesario conocer los coeficientes totales de transferencia de calor limpios y de diseño para determinar el factor de obstrucción así como las caídas de presión.

La tabla 5.16 muestra los coeficientes de calor y factores de obstrucción en los equipos que intervienen en el modo EXXSOL D40. En los intercambiadores de calor E-7 y E-901 el factor de obstrucción obtenido es fuera de lo normal, ya que los cálculos proporcionaron valores negativos. Estos valores no son correctos bajo el esquema de cálculos de transferencia de calor, pero al analizar el desempeño de los equipos se puede concluir que ambos intercambiador esta sobre diseñados. Esto se puede comprobar al observar la eficiencia con que trabajan, adicional a esto al verificar los datos de diseño se observa que estos equipos fueron diseñados para otra aplicación y adaptados a esta necesidad.

Los coeficientes de transferencia de calor y coeficientes de transferencia de calor de los equipos restantes mostrados en la tabla 5.16, se encuentran dentro de los parámetros de operación.

Las caídas de presión determinadas se encuentran por debajo de lo recomendado por la literatura para cada uno de los equipos, estas se pueden observar en el Apéndice D.

Tabla 5.16: Coeficientes de transferencia de calor, factor de obstrucción y desviación estándar en los diferentes equipos del modo EXXSOL D40

Equipo	Parámetros	Promedio	Máximo	Mínimo	σ
E-7	U_C (Btu/hpie ² F)	4.88	5.121	4.609	0.168
	U_D (Btu/hpie ² F)	5.39	6.479	4.871	0.688
	R_D (hpie ² F/Btu)	-0.017	0.0009	-0.046	0.019
E-15	U_C (Btu/hpie ² F)	6.68	7.699	5.290	0.839
	U_D (Btu/hpie ² F)	6.45	7.414	5.170	0.785
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0052	0.0066	0.0045	0.0008
E-58	U_C (Btu/hpie ² F)	94.3	104.9	64.6	13.7
	U_D (Btu/hpie ² F)	84.7	93.8	60.2	11.3
	L (pies)	25.3	28.8	20.7	2.5
E-901	U_C (Btu/hpie ² F)	70.05	76.5	66.4	3.45
	U_D (Btu/hpie ² F)	245.25	309.3	208.9	33.77
	R_D (hpie ² F/Btu)	-0.010	-0.009	-0.011	0.001
E-902	U_C (Btu/hpie ² F)	138.4	168.7	119.6	15.2
	U_D (Btu/hpie ² F)	103.6	119.1	91.5	9.3
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0024	0.0026	0.0019	0.0002
E-30	U_C (Btu/hpie ² F)	65.4	79.93	43.58	11.5
	U_D (Btu/hpie ² F)	48.5	57.47	35.73	7.1
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0053	0.0061	0.0048	0.0005

5.3 Balance de masa, energía y coeficiente de transferencia de calor en el modo de producción en modo EXXSOL D60

5.3.1 Balance de masa modo de producción D60

En el presente modo de producción se analizaron parte de los equipos que fueron analizados en los modos XILENO y D40. Intervienen en el proceso dos torres de destilación (T-802 y T-809). El comportamiento de la alimentación y los productos obtenidos (destilado y fondos) en ambas torre se muestran en la figura 5.20 y 5.21. En la tabla 5.17 muestra los flujos máscicos en ambas torres.

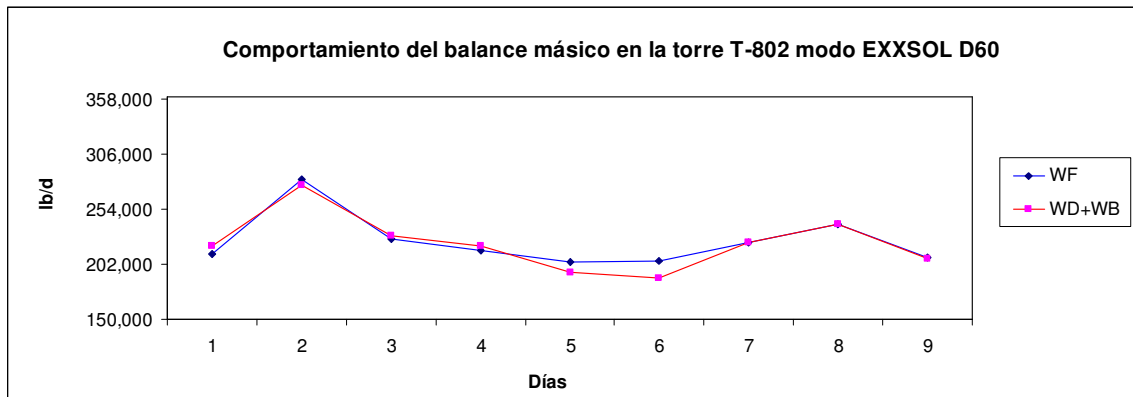


Fig. 5.20: Comportamiento y comparación de los flujos de alimentación y los productos obtenidos en la torre de destilación T-802 modo EXXSOL D60

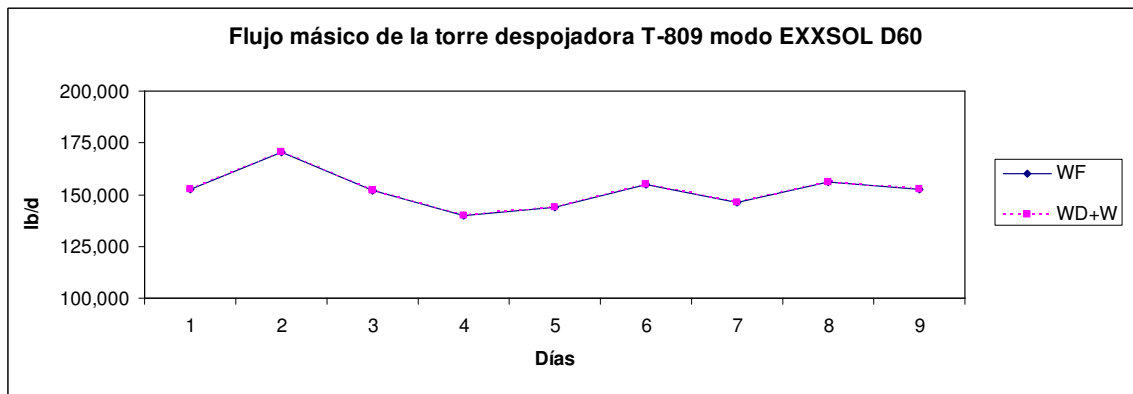


Fig. 5.21: Comportamiento del flujo másico en la torre T-809 modo EXXSOL D60

Se analizaron 9 días en tres ciclos de producción, se encontró una diferencia mínima de 0.01 % y un máximo de 3.08 % entre los flujos de alimentación y salida, con los datos obtenidos del reflujo del tope, entrada y salida se calcula el reflujo en el fondo de la torre, el cual es de utilidad en el balance energético del rehervidor.

La diferencia en el balance másico en las torres se debe fundamentalmente a los datos obtenidos en los medidores de flujo por medio del sistema de control digital. Es decir que por ser un proceso donde intervienen una serie de factores los controladores se encuentran en constante ajustes y lo que se imprime es una fotografía del momento.

Tabla 5.17: Comparación de los flujos en las torres del modo EXXSOL D60

Equipo	Flujo (lb/d)	Promedio	Máximo	Mínimo
T-802	W_F	223,773	281,638	203,910
	W_D+W_B	221,817	277,041	189,174
T-809	W_F	152,138	170,460	139,864
	W_D+W_B	152,138	170,460	139,864

La tabla 5.18 muestra el flujo másico de las corrientes frías y calientes en los intercambiadores de calor. En los intercambiadores de aspas solamente se muestran los flujos másicos de las corrientes líquidas, esto obedece al hecho que el aire que interviene en el proceso una vez que cumple con la función de intercambio de calor, pasa al ambiente.

Tabla 5.18: Flujos másicos en intercambiadores del modo EXXSOL D60

Equipo	Flujo (lb/d)	Promedio	Máximo	Mínimo
E-28	W_A	2, 291,598	2,775,880	1,961,388
	$W_{B\ e}$	879,745	1,147,149	691,343
E-16	W_V	280,896	324,352	232,238
E-9	W_D	141,057	197,863	81,102
E-7	W_{C-95}	160,115	165,336	157,344
	W_{C-94}	157,995	169,520	155,261
E-15	W_A	116,439	197,193	86,704
	$W_{C-94,81}$	160,115	165,336	157,344
E-58	W_{C-95}	160,115	165,336	157,344
	W_{C-81}	33,288	37,608	18,360
E-901	W_{C-95}	160,115	165,336	157,344
E-902	W_V	69,861	79,795	55,359
E-30	W_A	519,508	596,905	421,947
	$W_{B\ e}$	220,347	249,971	156,895

Las desviaciones estándar en los equipos del modo de producción D60 se incluyen en la tabla 5.19. Los resultados obtenidos según el grado de severidad utilizado muestran que un 95% de estos se hallan entre el rango de $\pm 2\sigma$.

Estos resultados indican que se mantiene el proceso bajo condiciones de operación estándar, sin necesidad de realizar cambios significativos en la relación de flujos másico para obtener el producto deseado en especificaciones técnicas.

Tabla 5.19: Desviación estándar del flujo másico de los equipos del modo EXXSOL D60

Equipo	σ	-2σ	$+2\sigma$
T-802	24,442	174,890	272,656
E-28	244,199	1,803,200	2,779,996
E-9	37,353	66,351	215,763
E-16	26,631	227,629	334,153
E-7	2,503	155,108	165,122
E-15	39,940	36,559	196,319
E-58	2,503	155,108	165,122
E-901	2,674	154,805	165,499
T-809	8,723	134,693	169,583
E-902	7,823	54,215	85,507
E-30	62,212	395,084	643,932

5.3.2 Balance energético en modo de producción D60

Las figuras 5.22 y 5.23 muestran el comportamiento del flujo de calor suministrado por los rehervidores (E-28 y E804) y absorbido por las torres (T-802 y T-809). Las pérdidas de calor son de 2.33 %, esta diferencia entre los calores son prácticamente despreciables y pueden ser consideradas como pérdidas al ambiente.

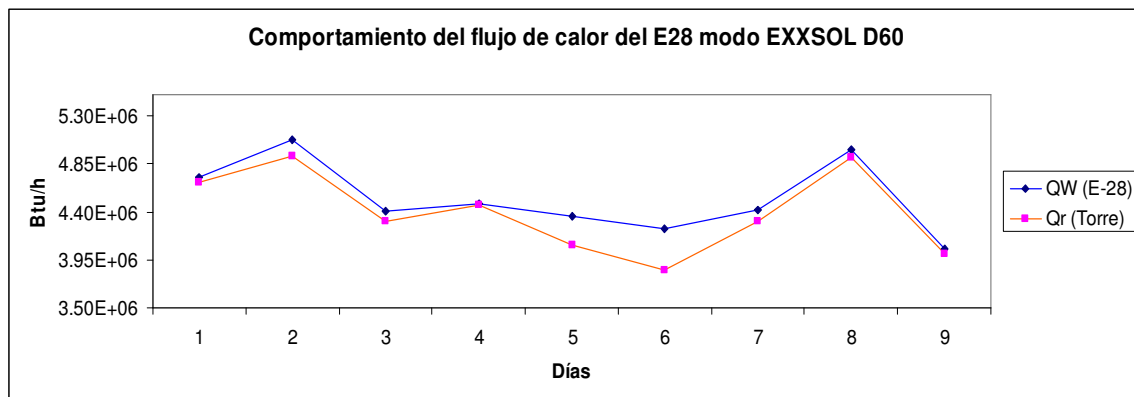


Fig. 5.22: Comparación de los flujos de calor suministrados a la torre de destilación T-802 por el rehervidor E-28 modo EXXSOL D60

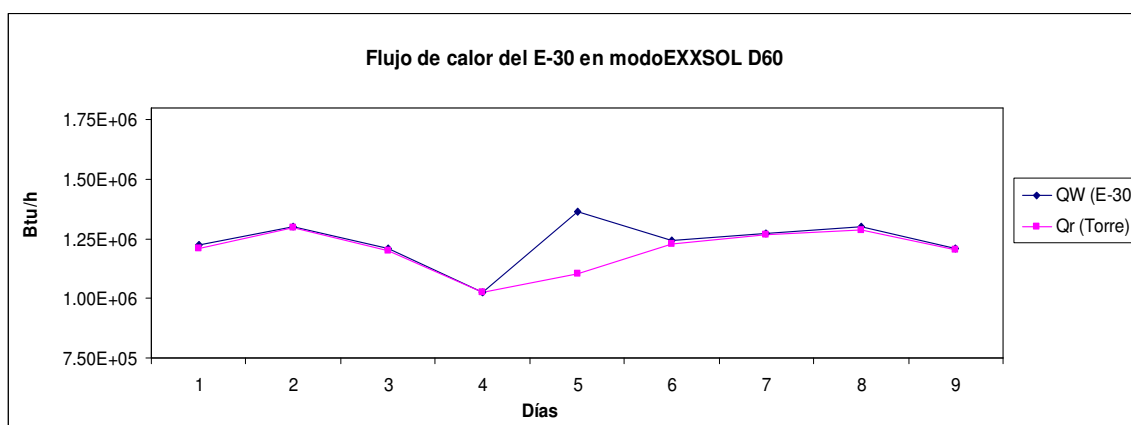


Fig. 5.23: Comparación de los flujos de calor suministrados a la torre de destilación T-809 por el rehervidor E-30 modo EXXSOL D60

La tabla 5.20 muestra los flujos de calor de las corrientes frías y calientes en los intercambiadores del modo EXXSOL D60. En los intercambiadores de aspas no se presenta el calor retirado por el aire por no ser de interés en este análisis.

Tabla 5.20: Comparación de los flujos de calor en los intercambiadores del modo EXXSOL D60.

Equipo	Calor (Btu/h)	Promedio ($\times 10^{-6}$)	Máximo ($\times 10^{-6}$)	Mínimo ($\times 10^{-6}$)
E-28	Q_W	4.59	5.07	4.24
	$Q_{(Torre)}$	4.44	4.92	3.86
E-30	Q_W	1.24	1.03	1.37
	$Q_{(Torre)}$	1.20	1.02	1.29
E-7	Q_{95}	0.666	0.741	0.585
	Q_{94}	0.615	0.700	0.527
E-15	Q_W	0.649	0.860	0.549
	$Q_{C-94,81}$	0.662	0.894	0.556
E-58	Q_{95}	0.187	0.202	0.176
	Q_{81}	0.186	0.201	0.175
E-9	Q_C	0.031	0.063	0.011
E-16	Q_D	3.48	3.99	2.90
E-901	Q_{95}	0.309	0.358	0.251
E-902	Q_V	0.897	1.05	0.708

El intercambiador de tubo y coraza E-7 al igual que en el modo EXXSOL D40 trabaja con el flujo caliente en la coraza, esto provoca pérdidas significativas las cuales se pueden apreciar por el margen de separación entre las curvas de la figura 5.24. La eficiencia con la que trabaja este equipo es de apenas el 10.24 %.

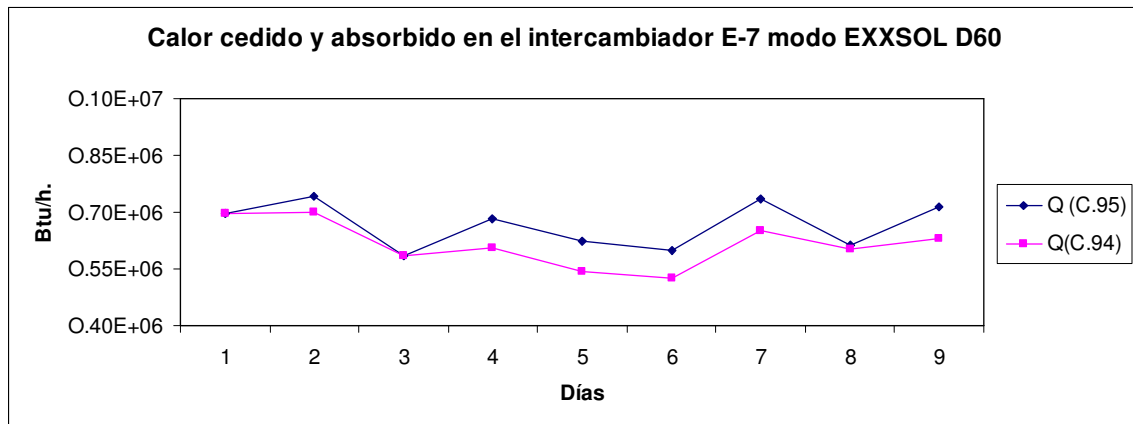


Fig. 5.24: Comportamiento del flujo energético en el E-7 modo EXXSOL D60

La figura 5.25 muestra el comportamiento del flujo de calor en el intercambiador E-15, cuyas pérdidas son despreciable de acuerdo a la tabla 5.20. La poca diferencia entre los calores absorbidos y cedidos del E-15 es porque aquí se regula la temperatura de entrada al reactor y un pequeño error provocaría la desactivación y/o pérdida total del catalizador.

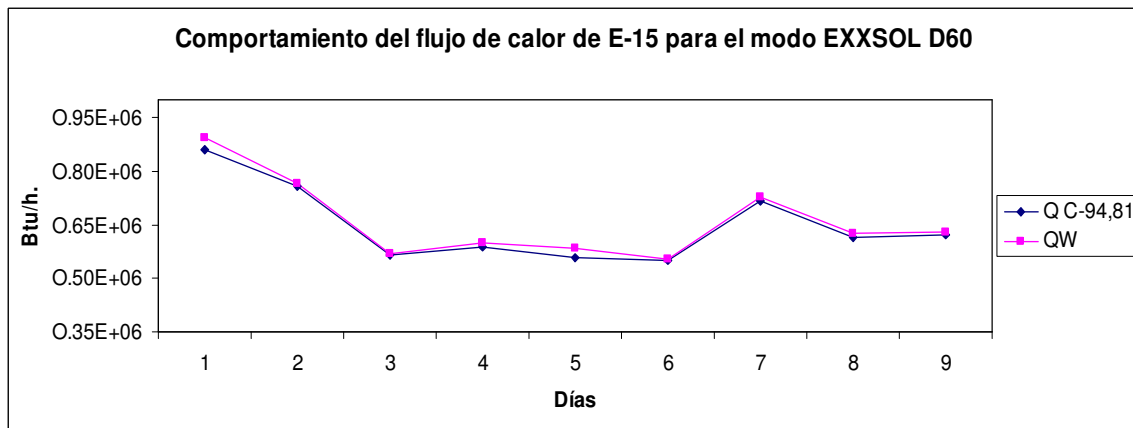


Fig. 5.25: Comportamiento del flujo energético en el E-15 modo EXXSOL D60

La figura 5.26 muestra el comportamiento del calor cedido y absorbido en el intercambiador E-58. Como se mencionó en el modo EXXSOL D40 este intercambiador tiene un área de transferencia pequeña, motivo por el cual el calor es bajo en relación al resto de intercambiadores de calor.

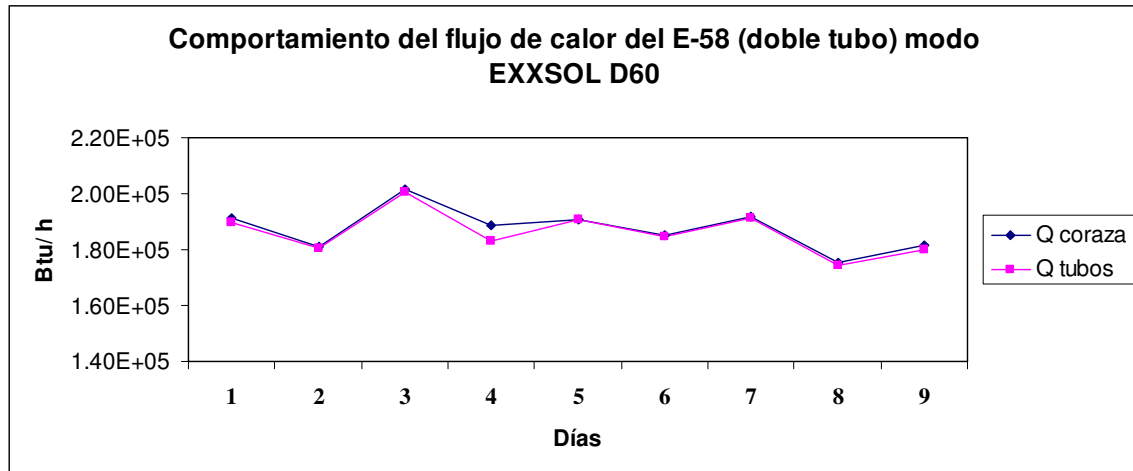


Fig. 5.26: Comportamiento del flujo energético en el E-58 modo EXXSOL D60

5.3.3 Coeficientes de transferencia de calor y caída de presión D60

La tabla 5.21 muestra los coeficientes de calor y factores de obstrucción en los equipos que intervienen en el modo EXXSOL D60. En los intercambiadores de calor E-7, E-16 y E-901 el factor de obstrucción obtenido es fuera de lo normal, ya que los cálculos proporcionaron valores negativos. Estos valores no son correctos bajo el esquema de cálculos de transferencia de calor, pero al analizar el desempeño de los equipos se puede concluir que ambos intercambiadores están sobre diseñados. Esto se puede comprobar al observar la eficiencia con que trabajan. Adicional a esto, al verificar los datos de diseño se observa que estos equipos fueron diseñados para otra aplicación y adaptados a esta necesidad.

Las caídas de presión determinadas se encuentran por debajo de lo recomendado por la literatura para cada uno de los equipos, estas se pueden observar en el Apéndice D.

Tabla 5.21: Coeficientes de transferencia de calor, factor de obstrucción y desviación estándar en los diferentes equipos del modo EXXSOL D60

Equipo	Parámetros	Promedio	Máximo	Mínimo	σ
E-28	U_C (Btu/hpie ² F)	137.3	159.2	129.3	10.3
	U_D (Btu/hpie ² F)	79.4	96.4	70.6	8.9
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0054	0.0066	0.0041	0.0009
E-16	U_C (Btu/hpie ² F)	105.8	108.6	100.3	2.68
	U_D (Btu/hpie ² F)	116.8	123.9	111.7	3.70
	R_D (hpie ² F/Btu)	-0.0009	-0.0007	-0.0014	--
E-9	U_C (Btu/hpie ² F)	17.0	22.0	13.5	2.8
	U_D (Btu/hpie ² F)	299	357.4	218.6	44.8
	R_D (hpie ² F/Btu)	-0.058	-0.041	-0.071	--
E-7	U_C (Btu/hpie ² F)	4.93	5.40	4.62	0.23
	U_D (Btu/hpie ² F)	6.04	7.85	4.88	1.03
	R_D (hpie ² F/Btu)	-0.034	-0.010	-0.075	--
E-15	U_C (Btu/hpie ² F)	8.44	13.66	6.22	2.67
	U_D (Btu/hpie ² F)	7.82	12.5	5.89	2.30
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0092	0.0117	0.0084	0.0011
E-58	U_C (Btu/hpie ² F)	93.2	98.8	93.2	3.9
	U_D (Btu/hpie ² F)	84.3	88.8	80.5	3.2
	L (pies)	26.9	29.5	23.9	1.7
E-901	U_C (Btu/hpie ² F)	58.7	63.9	54.6	3.35
	U_D (Btu/hpie ² F)	305.5	334.7	290.2	22.81
	R_D (hpie ² F/Btu)	-0.0138	-0.0126	-0.0151	--
E-902	U_C (Btu/hpie ² F)	134.3	145.1	126.0	6.3
	U_D (Btu/hpie ² F)	105.6	110.2	100.4	3.7
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0020	0.0023	0.0018	0.0001
E-30	U_C (Btu/hpie ² F)	89.5	99.6	73.4	8.4
	U_D (Btu/hpie ² F)	58.5	64.1	51.6	3.5
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0059	0.0078	0.0051	0.0008

5.4 Balance de masa, energía y coeficiente de transferencia de calor en el modo de producción en modo EXXSOL DSP

Se puede decir que el presente modo de producción es el más completo en cuanto a la utilización de los equipos, es decir, aquí se utilizan todos los equipos de la planta de solventes.

5.4.1 Balance de masa modo de producción DSP

Para realizar el balance másico es necesario conocer el flujo volumétrico que entra y sale de la torre de destilación y/o intercambiador de calor, este balance es importante para obtener los cálculos energéticos y coeficientes de transferencia de calor.

En la tabla 5.22 se presentan los flujos másicos para las torres T-802, T-809 y T-803/806. Como se observa en la torre T-809, no existe diferencia entre los flujos de entrada y salida, esto es debido a que no se cuenta con medidor de flujo en una de las corrientes del tope y para poder realizar el balance energético fue necesario encontrar este flujo por diferencia entre las corrientes de entrada y salida.

En caso de las torres de destilación T-802 y T-803/806, se observa, que no es exacto el valor de entrada y la sumatoria de las salidas; aunque deberían ser iguales, no es así, ya que la torre contiene liquido en fondo. Con el nivel del fondo se controla la presión tanto de la torre como la del rehervidor. Al variar el nivel del fondo puede ser que se este mandando mas flujo al tope o al fondo.

Tabla 5.22: Comparación de los flujos en las torres modo EXXSOL DSP

Equipo	Flujo (lb/d)	Promedio	Máximo	Mínimo
T-802	W_F	329,628	365,159	259,640
	$W_D + W_B$	329,464	365,025	259,621
T-809	W_F	215,986	224,437	207,143
	$W_D + W_B$	215,986	224,437	207,143
T-803/806	W_F	189,247	200,357	149,757
	$W_D + W_B$	183,925	200,131	151,773

La tabla 5.23 contiene las cargas másicas, que se calcularon en los diferentes intercambiadores de calor, que intervienen en el proceso de producción DSP. El flujo de aire se calcula para completar el balance de energía, por tal motivo, no se incluye en esta tabla. Sin embargo, se pueden observar en el apéndice D.

Tabla 5.23: Comparación de los flujos másicos en los intercambiadores del modo EXXSOL DSP

Equipo	Flujo (lb/d)	Promedio	Máximo	Mínimo
E-28	W_A	469,593	529,661	405,500
	$W_{B\ e}$	466,994	537,445	418,792
E-16	W_V	344,861	414,888	284,376
E-9	W_D	147,353	182,978	62,009
E-26	W_{C-89}	182,111	197,612	143,186
E-7	W_{C-95}	274,919	281,470	270,960
	W_{C-94}	215,345	225,566	212,628
E-15	W_A	61,470	74,071	49,762
	$W_{C-94,81}$	274,919	281,470	270,960
E-58	W_{C-95}	274,919	281,470	270,960
	W_{C-81}	45,624	52,056	41,544
E-30	W_A	116,875	148,785	95,980
	$W_{B\ e}$	121,302	153,692	100,011
E-804	W_A	325,349	385,012	271,957
	$W_{B\ e}$	227,831	251,570	201,923
E-800	W_V	165,712	179,119	129,893
E-25	W_D	113,590	125,010	78,745
E-901	W_{C-95}	274,919	281,470	270,960
E-902	W_V	29,695	49,993	19,752

En la tabla 5.24 se muestran las desviaciones estándar en los equipos del modo de producción DSP. Los resultados obtenidos según el grado de severidad utilizado muestran que un 95% de estos se hallan entre el rango de $\pm 2\sigma$. Esto significa que los equipos se encuentran bajo control estadístico.

Considerando que este modo de producción utiliza prácticamente todos los equipos de la planta de solvente, los resultados en las variaciones de los flujos másicos demuestran que se está realizando un buen control del proceso. Aun cuando existen equipos que pueden operar con mayor flujo, se logra controlar las condiciones de operación para evitar pérdida de tiempo y producción.

Tabla 5.24: Desviación estándar del flujo másico de los equipos del modo EXXSOL DSP

Equipo	σ	-2σ	$+2\sigma$
T-802	31,004	267,620	391,636
E-28	43,269	383,055	556,131
E-9	33,042	81,269	213,437
E-16	34,576	310,283	379,435
E-26	15,662	150,787	213,435
E-7	3,169	268,581	281,257
E-15	8,760	43,950	78,990
E-58	3,169	268,581	281,257
E-800	15167	135,378	196,046
E-804	36,110	397,569	253,129
E-901	3,169	268,581	281,257
T-809	6,789	202,408	229,564
E-902	7,872	13,951	45,439
E-25	13,525	86,540	140,640
E-30	16,694	83,487	150,263

En la figura 5.27 se observa, que la variación de los flujos en el intercambiador de calor E-15 tanto en los tubos como en la coraza mantiene una oscilación acorde a los ajustes de la sala de control. En dichas curvas se puede observar, que según fluctuación en el flujo de la coraza, se realiza el respectivo ajuste en el flujo de los tubos, para mantener el calor constante a la entrada del reactor R-900.

La figura 5.28 muestra el comportamiento del flujo de entrada y la sumatoria de las salidas de la torre T-809. Al igual que en los otros modos de producción, la cantidad alimentada es exactamente igual a la sumatoria del tope y el fondo de la torre, esto se debe a que la corriente del tope se calcula por diferencia ya que no se cuenta con medidor de flujo en este punto. Esto implica que el flujo másico de gases del tambor acumulador se obtiene por estimación y no por medio de medidores, parte de estos gases son utilizados como combustibles en los hornos y no son de interés en este trabajo.

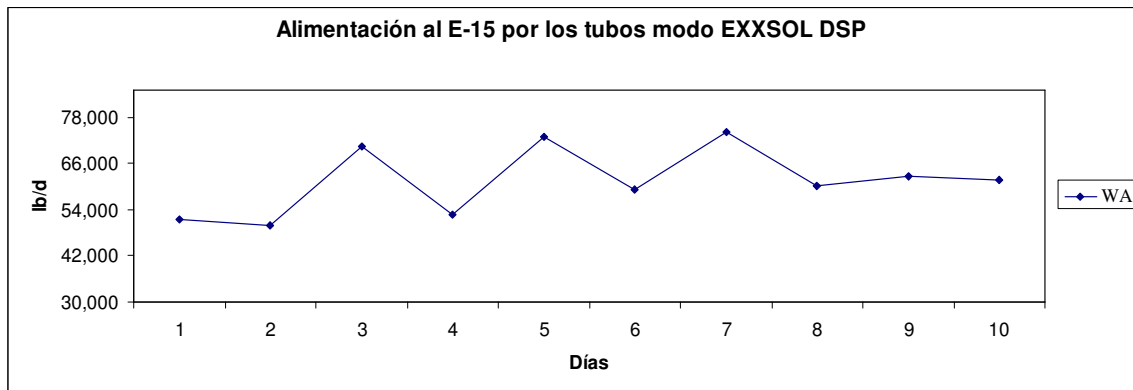


Fig. 5.27: Comportamiento del flujo másico en el intercambiador E-15 modo EXXSOL DSP

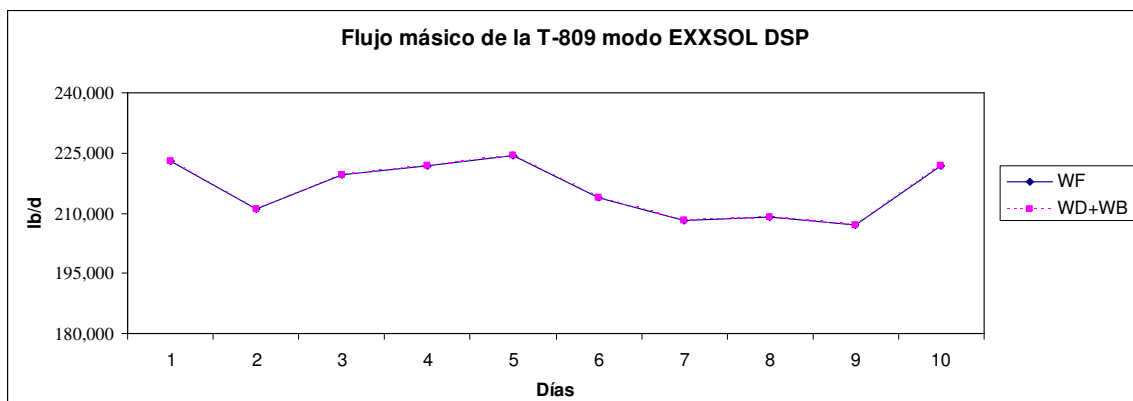


Fig. 5.28: Comportamiento del flujo másico de las entradas y salidas de la T-809

El gráfico del comportamiento de estos flujos del resto de los equipos se pueden observar en el apéndice D.

5.4.2 Balance energético en modo de producción DSP

Al estar involucrados todos los equipos en este modo de producción se representan por grupos, según los tipos de operación; es decir, rehervidores en torres de destilación, intercambiadores de tubo y coraza e intercambiadores de aspas.

Calor en rehervidores e intercambiadores modo EXXSOL DSP

En la tabla 5.25 se muestra el calor suministrado por los rehervidores y absorbidos por las torres de destilación en el modo de producción DSP. Se puede observar que en este modo el calor obtenido es bajo respecto a los otros modos de producción, esto es debido a las características del producto que se está procesando; es decir, que tiene menor cadena carbonada y por consiguiente menor peso molecular y por tanto se necesita de menor temperatura para realizar una separación o fraccionamiento.

Tabla 5.25: Comparación de flujos de calor en los intercambiadores modo EXXSOL DSP

Equipo	Calor (Btu/h)	Promedio ($\times 10^{-6}$)	Máximo ($\times 10^{-6}$)	Mínimo ($\times 10^{-6}$)
E-28	Q_W	3.27	3.68	2.90
	$Q_{(Torre)}$	2.89	3.31	2.65
E-804	Q_W	1.33	1.50	1.12
	$Q_{(Torre)}$	1.23	1.36	1.07
E-30	Q_W	7.27	8.99	6.31
	$Q_{(Torre)}$	7.01	8.59	6.06
E-7	$Q_{(C.95)}$	0.703	0.867	0.520
	$Q_{(94)}$	0.635	0.769	0.475
E-15	$Q_{C-94,81}$	0.38	0.46	0.30
	Q_W	0.41	0.47	0.34
E-58	Q_{95}	1.83	2.17	1.60
	Q_{81}	1.71	2.0	1.52
E-9	Q_{C-88}	0.75	1.13	0.12
E-16	Q_C	2.19	2.59	2.01
E-25	Q_{C-86}	0.976	1.30	0.537
E-26	Q_C	0.528	0.562	0.431
E-800	Q_C	1.37	1.54	1.03
E-901	$Q_{C-94,81}$	0.501	0.553	0.452
E-902	Q_C	0.309	0.492	0.205

En la tabla 5.25 se muestra el comportamiento del balance de calor en los intercambiadores tubo y coraza E-7 y E-15 así como el intercambiador doble tubo E-58. El calor obtenido en estos intercambiadores es bajo por el poco peso molecular del producto que se procesa. El mismo resultado se observa en los intercambiadores de aspás (condensadores y/o enfriadores), en este caso no se calcula el calor absorbido por el aire, lo que se determina es el flujo de aire necesario para retirar el calor del líquido que pasa por los tubos. Este flujo de aire sirve para el cálculo de las caídas de presión en el bulto del intercambiador.

La cantidad de equipos que demanda este modo, hace parecer, que es el que más energía demanda; pero no es así, debido al bajo peso molecular del producto procesado se necesita menor cantidad de calor para realizar los diferentes procesos. Contrario al modo D60 cuya materia prima tiene mayor peso molecular y demanda mayor cantidad de energía durante el proceso aunque se utilicen menor cantidad de equipos.

Según la tabla 5.26 la desviación estándar (σ) de los diferentes equipos, muestra que trabajan en óptimas condiciones para este modo de producción. La desviación de los intercambiadores de aspas no se muestra en la tabla, debido a que el flujo de calor retirado por estos equipos no se recupera, caso contrario de los intercambiadores E-7 y E58.

Tabla 5.26: Desviaciones estándar de los flujos de calor en los diferentes intercambiadores del Modo EXXSOL DSP

Equipo	$\sigma(\times 10^{-6})$	$-2\sigma(\times 10^{-6})$	$+2\sigma(\times 10^{-6})$
E-28	0.27	2.74	3.80
E-804	0.13	1.07	1.59
E-30	0.09	0.54	0.91
E-7	0.12	0.40	0.87
E-15	0.05	0.31	0.50
E-58	0.02	0.14	0.22

En las figuras 5.29, 5.30 y 5.31 se muestra el comportamiento del calor absorbido y cedido en el tiempo para el modo de producción DSP, las diferencias entre el calor de la torre y rehervidor se pueden considerar como pérdidas al ambiente.

Los flujos de calor mostrados para los rehervidores E-28 y E-804 presentan mayores pérdidas que el rehervidor E-30. Sin embargo, estas no exceden del 10%; lo cual es permitido para este tipo de equipos.

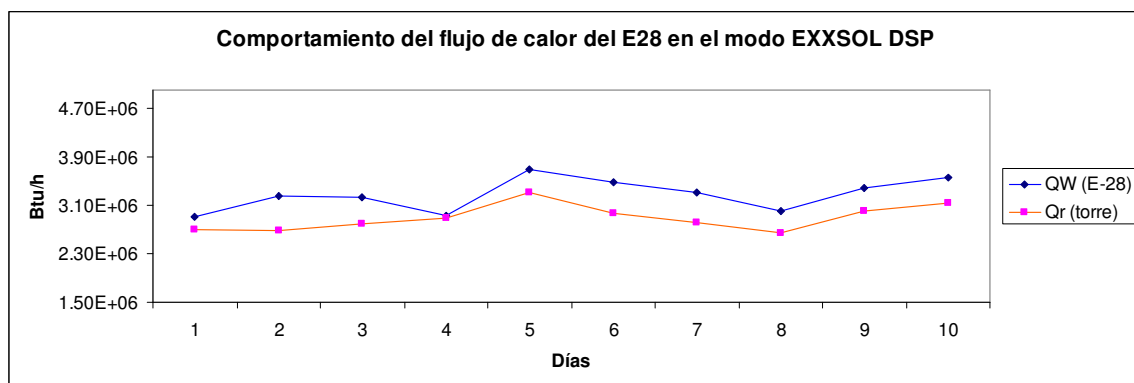


Fig. 5.29: Comportamiento del flujo de calor suministrado por el rehervidor E-28 y absorbido por las torre T-802 en el modo EXXSOL DSP

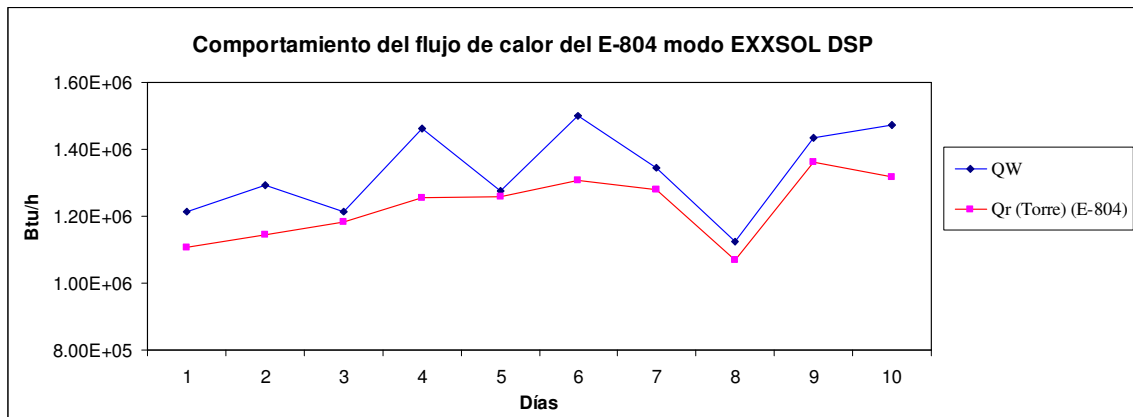


Fig. 5.30: Comportamiento del flujo de calor suministrado por el rehervidor E-804 y absorbido por las torre T-803/806 en el modo EXXSOL DSP

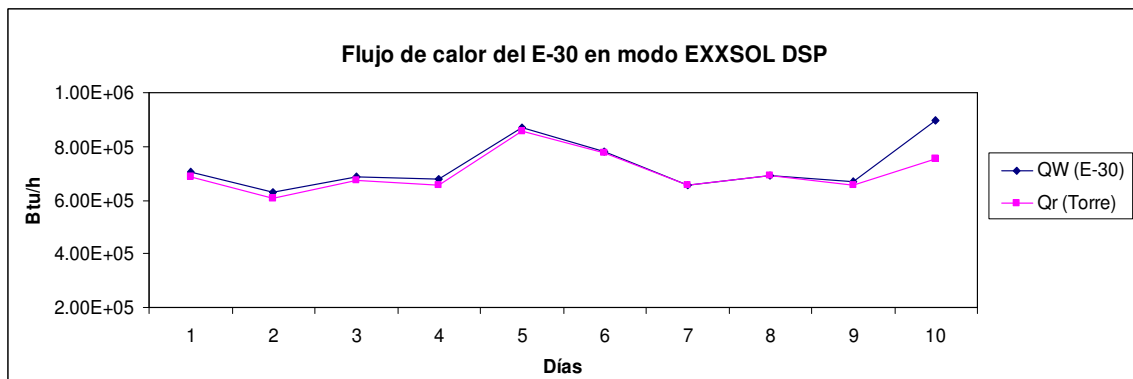


Fig. 5.31: Comportamiento del flujo de calor suministrado por el rehervidor E-30 y absorbido por las torres T-809 respectivamente.

Las figuras 5.32, 5.33 y 5.34 muestran el comportamiento del flujo de calor durante los días analizados, para los intercambiadores E-15, E-7 y E-58 respectivamente, con estos gráficos se puede apreciar que las pérdidas son mínimas entre el calor cedido por la corriente caliente y el absorbido por la corriente fría.

En el intercambiador E-7 se aprecian mayores pérdidas y en un menor grado en el intercambiador E-58; esto se debe a las corrientes frías entran en dichos equipos por la parte interna y las corrientes calientes por la parte externa, provocando que parte del flujo de calor sea trasferido al ambiente. En el intercambiador E-15 el flujo de calor tiene un comportamiento similar al flujo de calor del aceite caliente.

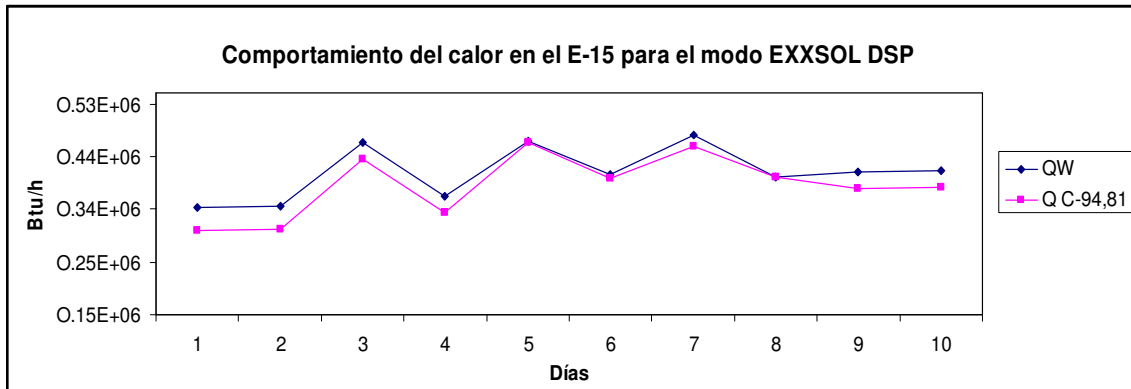


Fig. 5.32: Comportamiento del flujo de calor en el intercambiador E-15 modo EXXSOL DSP

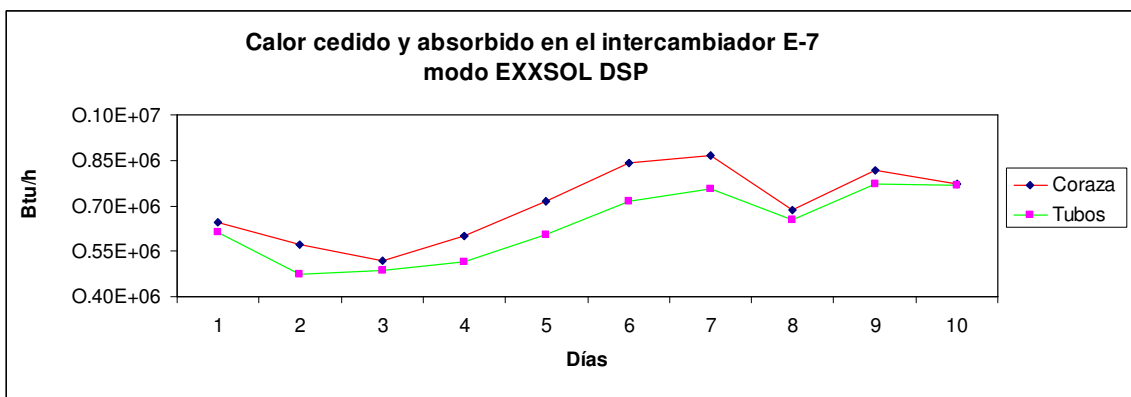


Fig. 5.33: Comportamiento del flujo de calor en el intercambiador E-7 modo de producción EXXSOL DSP

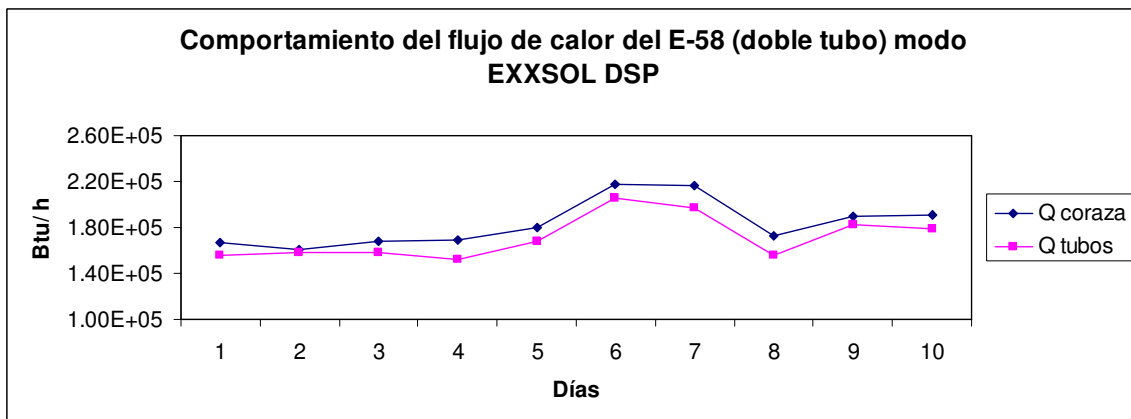


Fig. 5.34: Comportamiento del flujo de calor en el intercambiador E-58 modo de producción EXXSOL DSP

5.4.3 Coeficientes de transferencia de calor y caída de presión modo DSP

En la tabla 5.27 y 5.28 se muestra los resultados de los coeficientes de transferencia de calor, para los rehervidores e intercambiadores, estos resultados indican que estos equipos se ajustan al proceso que están siendo sometidos. Las caídas de presión son despreciables, ratificándose así el buen funcionamiento de los rehervidores e intercambiadores.

Tabla 5.27: Coeficientes de transferencia de calor (U_C y U_D), factores de obstrucción (R_D) en rehervidores e intercambiadores del modo EXXSOL DSP

Equipo	Parámetros	Promedio	Máximo	Mínimo
E-28	$U_C (Btu/hpie^2F)$	41.8	49.3	35.7
	$U_D (Btu/hpie^2F)$	34.9	39.8	30.6
	$R_D (hpie^2F/Btu)$	0.0046	0.0048	0.0044
E-804	$U_C (Btu/hpie^2F)$	69.3	76.2	56.2
	$U_D (Btu/hpie^2F)$	60.4	67.7	50.6
	$R_D (hpie^2F/Btu)$	0.0021	0.0025	0.0011
E-30	$U_C (Btu/hpie^2F)$	17.6	25.9	13.6
	$U_D (Btu/hpie^2F)$	16.1	23.1	12.6
	$R_D (hpie^2F/Btu)$	0.0052	0.0074	0.0038
E-7	$U_C (Btu/hpie^2F)$	5.74	6.06	4.76
	$U_D (Btu/hpie^2F)$	6.83	9.15	4.90
	$R_D (hpie^2F/Btu)$	-0.023	0.006	-0.057
E-15	$U_C (Btu/hpie^2F)$	5.54	6.32	4.46
	$U_D (Btu/hpie^2F)$	5.32	6.06	4.32
	$R_D (hpie^2F/Btu)$	0.0072	0.0098	0.0065
E-58	$U_C (Btu/hpie^2F)$	109.3	119.6	102.8
	$U_D (Btu/hpie^2F)$	97.4	105.3	92.1
	$L(pies)$	32.2	36.2	29.1

Tabla 5.28: Coeficientes de transferencia de calor (U_C y U_D), factores de obstrucción (R_D) en intercambiadores de asas del modo EXXSOL DSP

Equipo	Parámetros	Promedio	Máximo	Mínimo
E-9	U_C (Btu/hpie ² F)	14.5	17.1	8.2
	U_D (Btu/hpie ² F)	173.2	398.9	86.1
	R_D (hpie ² F/Btu)	-0.065	-0.051	-0.117
E-16	U_C (Btu/hpie ² F)	17.1	21.3	12.6
	U_D (Btu/hpie ² F)	178.4	207.2	123.6
	R_D (hpie ² F/Btu)	-0.054	-0.042	-0.073
E-901	U_C (Btu/hpie ² F)	26.2	27.3	25.5
	U_D (Btu/hpie ² F)	286.4	329.0	199.3
	R_D (hpie ² F/Btu)	-0.035	-0.032	-0.036
E-25	U_C (Btu/hpie ² F)	13.5	45.6	7.6
	U_D (Btu/hpie ² F)	12.9	4.28	7.2
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0039	0.0077	0.0008
E-26	U_C (Btu/hpie ² F)	45.2	48.2	37.2
	U_D (Btu/hpie ² F)	42.7	45.7	35.9
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0012	0.0017	0.0007
E-800	U_C (Btu/hpie ² F)	21.9	24.7	15.6
	U_D (Btu/hpie ² F)	20.1	22.1	15.3
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0039	0.0063	0.0011
E-902	U_C (Btu/hpie ² F)	188.2	211.0	143.7
	U_D (Btu/hpie ² F)	125.4	136.3	105.9
	R_D (hpie ² F/Btu)	0.0026	0.0029	0.0022

En el caso del intercambiador E-7 el resultado promedio de R_D es de -0.023, el valor negativo es característico para este equipo en los tres modos de producción donde interviene, esto debido al tamaño del equipo, es demasiado grande para el servicio que realiza. Las caídas de presión son insignificantes, en los intercambiadores son permitidas caídas de hasta 10.0 *psi*, y los valores que arrojan los cálculos son de 1.6 en uno de los casos y en otros hasta de 0.009 *psi*. Todas las caídas de presión muy por debajo de las caídas mínima permisibles para el servicio que realizan. Los cálculos se pueden observar en el apéndice D. Lo mismo ocurre con los intercambiadores E-16, E-9 y E901, ya que no se puede disminuir el área del intercambiador de calor, aumentamos el flujo de líquido para comprobar que el intercambiador es mas grande que lo que se necesita para este proceso, esto hace que cambie el coeficiente de película individual *hio* y por ende el coeficiente de calor limpio y se obtengan R_D positivos.

Un punto importante que no se puede dejar de menciona es en cuanto a los resultados de las U , en los intercambiadores E-7 y E-15, como se puede observar estos valores son bajos en relación a los que indica la literatura, para este tipo de intercambiadores. Sin embargo, los valores de los coeficientes pueden incrementarse al aumentar el flujo de liquido por los tubos. Las figuras 5.35 y 5.36 ilustran el comportamiento creciente (para el intercambiador E-15) de la eficiencia y el coeficiente U respectivamente.

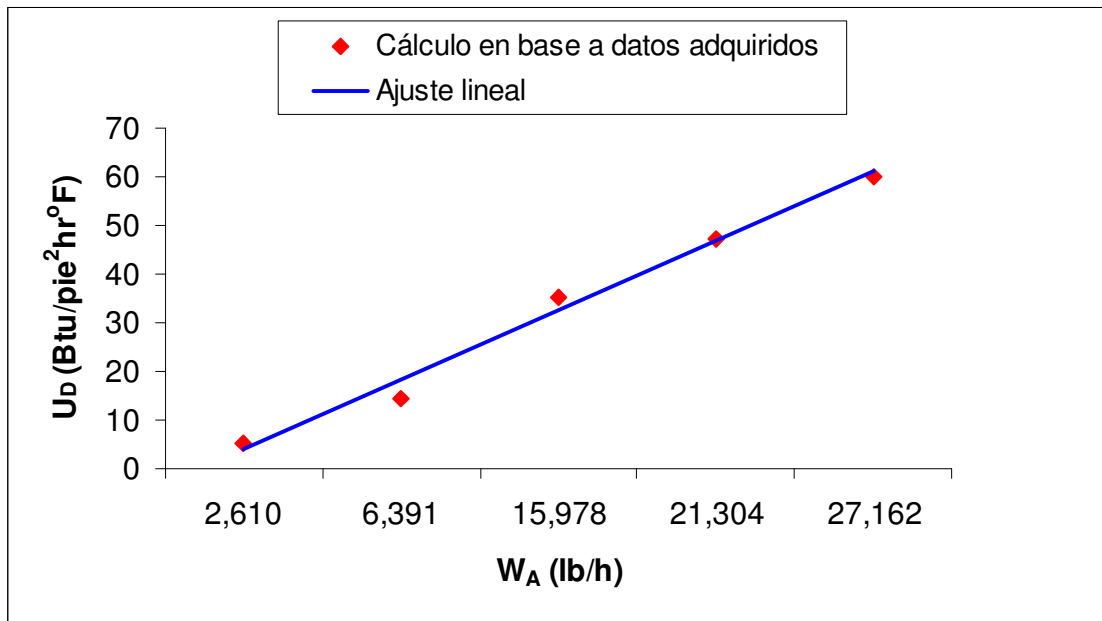


Fig. 5.35: Comportamiento del U_D al aumentar el flujo másico en el intercambiador E-15 modo de producción EXXSOL DSP

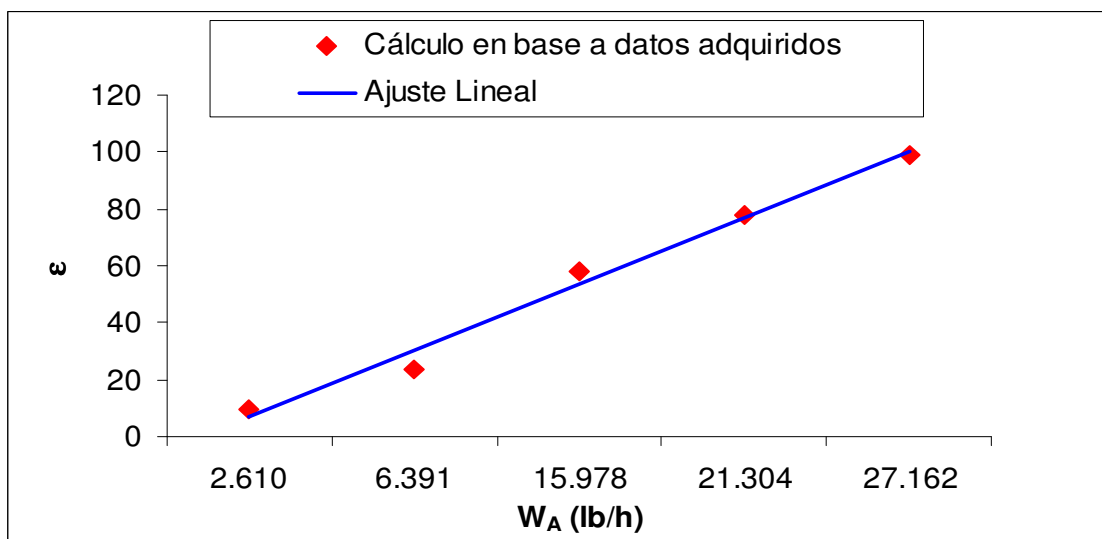


Fig. 5.36: Comportamiento de la eficiencia al aumentar el flujo másico en el intercambiador E-15 modo de producción EXXSOL DSP

Los resultados que se obtienen al incrementar el flujo de aceite caliente son iguales para estos equipos en los diferentes modos de producción. Se puede observar que el resultado de este experimento tiene una tendencia lineal y pueden ser representados por las siguientes ecuaciones. Donde

$$\varepsilon = -3.11026 + 3.587 \times 10^{-3} W_A \quad (5.1)$$

Donde:

ε : Eficiencia térmica del intercambiador.

W_A : Flujo másico de aceite caliente

$$U_D = -0.35725 + 2.2312 \times 10^{-3} W_A \quad (5.2)$$

Donde:

U_D : Coeficiente de transferencia de calor de diseño.

W_A : Flujo másico de aceite caliente.

Estas correlaciones lineales explican la diferencia identificada entre los valores del coeficiente de transferencia de calor (U) de placa con respecto a los calculados a los flujos reales de operación en los intercambiadores E-7 y E-15.

5.5 Comparativo promedio en balance de masa, energía, coeficiente de transferencia de calor, eficiencia térmica y caída de presión en los diferentes modos de producción de la planta de solventes

En las tablas 5.29, 5.30, 5.31 se comparan los diferentes equipos en los modos de producción en los cuales intervienen, en estas tablas se evalúan los parámetros mas importantes para la evaluación del equipo.

Tal y como se mencionó anteriormente no todos los equipos son utilizados en los diferentes modos de producción, razón por la cual se han agrupado según el modo en el cual funcionan. Es importante mencionar que el intercambiador a base de aire E-26 presentado en la tabla 5.31 trabaja con una eficiencia térmica del 94%, lo que significa que el calor retirado por el equipo es prácticamente igual al que esta diseñado, este equipo es utilizado únicamente en el modo de producción DSP.

Tabla 5.29: Resultados obtenidos en los equipos de los modos de producción XILENO, D60 y DSP

Equipo	Parámetro	Xileno	D60	DSP
E-28	$W_A (lb. /d)$	1,110,659	2,291,598	469,593
	$Q_W (Btu/hr) \times 10^{-6}$	4.99	4.53	3.27
	$R_D (hft^2 F/Btu)$	0.0032	0.0054	0.0046
	$\Delta P_t (psi)$	1.45	5.9	0.27
	$\varepsilon (\%)$	57.9	52.4	34.5
E-16	$W_V (lb. /d)$	599	281	345
	$Q_C (Btu/hr) \times 10^{-6}$	5.01	3.48	2.19
	$R_D (hft^2 F/Btu)$	-0.024	-0.0009	-0.051
	$\Delta P_t (psi)$	1.51	0.05	0.25
	$\varepsilon (\%)$	55.1	38.2	24
E-9	$W_D (lb. /d)$	253	141	147
	$Q_C (Btu/hr) \times 10^{-4}$	14.1	3.13	7.52
	$R_D (hft^2 F/Btu)$	-0.035	-0.058	-0.065
	$\Delta P_t (psi)$	0.021	0.0006	0.004
	$\varepsilon (\%)$	4.4	0.98	2.4
E-804	$W_A (lb. /d)$	353,500	--	325,349
	$Q_W (Btu/hr) \times 10^{-6}$	1.20	--	1.33
	$R_D (hft^2 F/Btu)$	0.0036	--	0.0021
	$\Delta P_t (psi)$	0.87	--	0.88
	$\varepsilon (\%)$	45.7	--	50.8
E-800	$W_V (lb. /d)$	130,200	--	165,712
	$Q_C (Btu/hr) \times 10^{-6}$	1.32	--	1.37
	$R_D (hft^2 F/Btu)$	0.0031	--	0.0039
	$\Delta P_t (psi)$	0.18	--	7.8
	$\varepsilon (\%)$	54.6	--	56.2
E-25	$W_D (lb. /d)$	60,456	--	113,590
	$Q_C (Btu/hr) \times 10^{-4}$	2.66	--	9.76
	$R_D (hft^2 F/Btu)$	0.008	--	0.004
	$\Delta P_t (psi)$	0.007	--	0.3
	$\varepsilon (\%)$	1.8	--	6.5

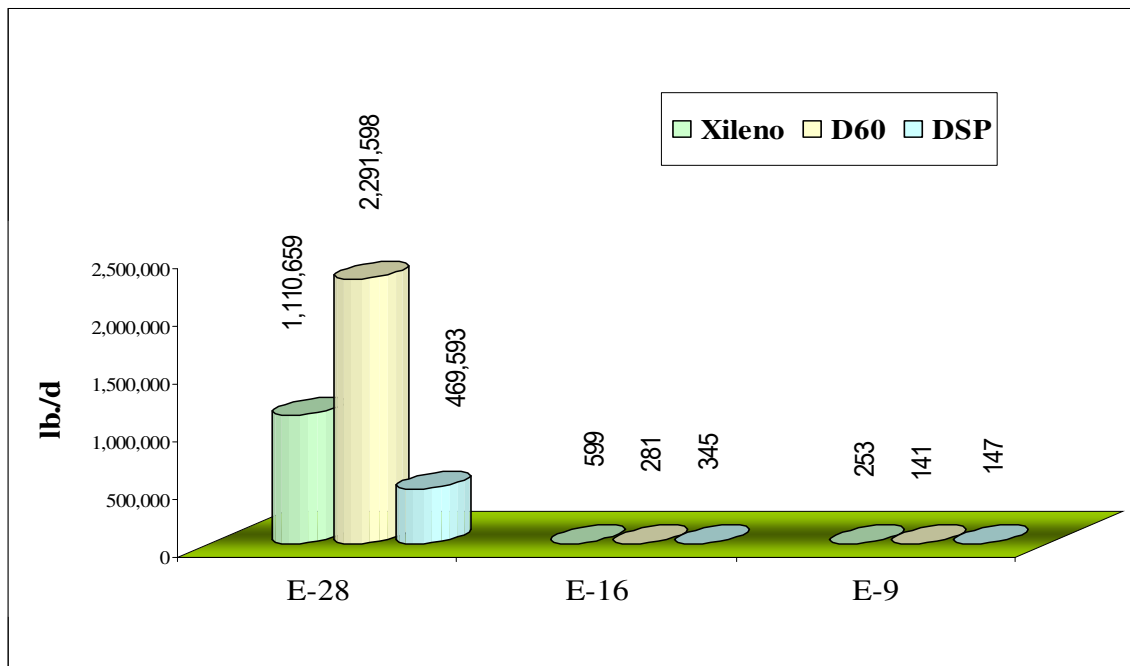
Tabla 5.30: Resultados obtenidos en los equipos de los modos de producción de D40, D60 y DSP

Equipo	Parámetro	D40	D60	DSP
E-7	$W_{C95} (lb. /d)$	179,074	160,115	274,919
	$Q_{C.95} (Btu/hr) \times 10^{-5}$	7.39	6.66	7.03
	$R_D(hft^2 \circ F/Btu)$	-0.017	-0.034	-0.023
	$\Delta P_t (psi)$	0.0073	0.1079	0.0085
	$\Delta P_s (psi)$	0.84	0.709	1.587
	$\varepsilon (\%)$	11.4	10.2	10.8
E-15	$W_A (lb. /d)$	124,091	116,439	61,470
	$Q_W (Btu/hr) \times 10^{-5}$	5.27	6.24	4.07
	$R_D(hft^2 \circ F/Btu)$	0.0052	0.0092	0.0072
	$\Delta P_t (psi)$	0.0052	0.0058	0.0019
	$\Delta P_s (psi)$	0.0046	0.0041	0.0071
	$\varepsilon (\%)$	12.3	15.5	9.5
E-58	$W_{C95} (lb. /d)$	179,074	160,115	274,919
	$Q_{C.95} (Btu/hr) \times 10^{-5}$	1.81	1.90	1.83
	$R_D(hft^2 \circ F/Btu)$	0.0011	0.0011	0.0011
	$\Delta P \text{ ánulo}$	0.2816	0.2791	0.2227
	$\Delta P \text{ tubos}$	0.1015	0.2286	0.1799
	$L (pie)$	25.3	27.1	32.2
E-30	$W_A (lb. /d)$	414,554	524,083	116,875
	$Q_W (Btu/hr) \times 10^{-5}$	8.69	12.4	7.27
	$R_D(hft^2 \circ F/Btu)$	0.0053	0.0059	0.0052
	$\Delta P_t (psi)$	1.46	2.32	0.15
	$\varepsilon (\%)$	29.6	42.6	25.0
E-901	$W_V (lb. /d)$	179,064	160,104	274,919
	$Q_C (Btu/hr) \times 10^{-5}$	3.47	3.06	5.01
	$R_D(hft^2 \circ F/Btu)$	-0.01	-0.014	-0.035
	$\Delta P_t (psi)$	0.11	0.06	0.16
	$\varepsilon (\%)$	23.9	21.0	34.4
E-902	$W_V (lb. /d)$	31,638	69,864	29,695
	$Q_C (Btu/hr) \times 10^{-5}$	3.62	8.97	3.09
	$R_D(hft^2 \circ F/Btu)$	0.0024	0.002	0.0026
	$\Delta P_t (psi)$	0.05	0.045	0.13
	$\varepsilon (\%)$	22.3	55.2	19.0

Tabla 5.31: Resultados obtenidos en el equipo E-26 del modo de producción DSP

Equipo	Parámetro	DSP
E-26	$W_D (lb./d)$	182,111
	$Q_C (Btu/hr) \times 10^{-5}$	5.28
	$R_D (hp \cdot e^2 \cdot F/Btu)$	0.0012
	$\Delta P_t (psi)$	0.16
	$\varepsilon (\%)$	94.0

De la figura 5.37 a la 5.40, se puede observar que de los equipos periféricos de la torre de destilación T-802, los intercambiador de calor E-28 y E-16 son los que trabajan con mejor eficiencia en el modo de producción XILENO, esto debido a que presentan mayor transferencia de calor. Es notable que mientras mas bajo es el flujo másico es menor la caída de presión en los equipos, en el modo de producción Exxsol D60 se observa una mayor caída de presión en el intercambiador E-28, esto debido al alto flujo másico.

**Fig. 5.37:** Comportamiento de flujo másico de equipos periféricos de la Torre T-802

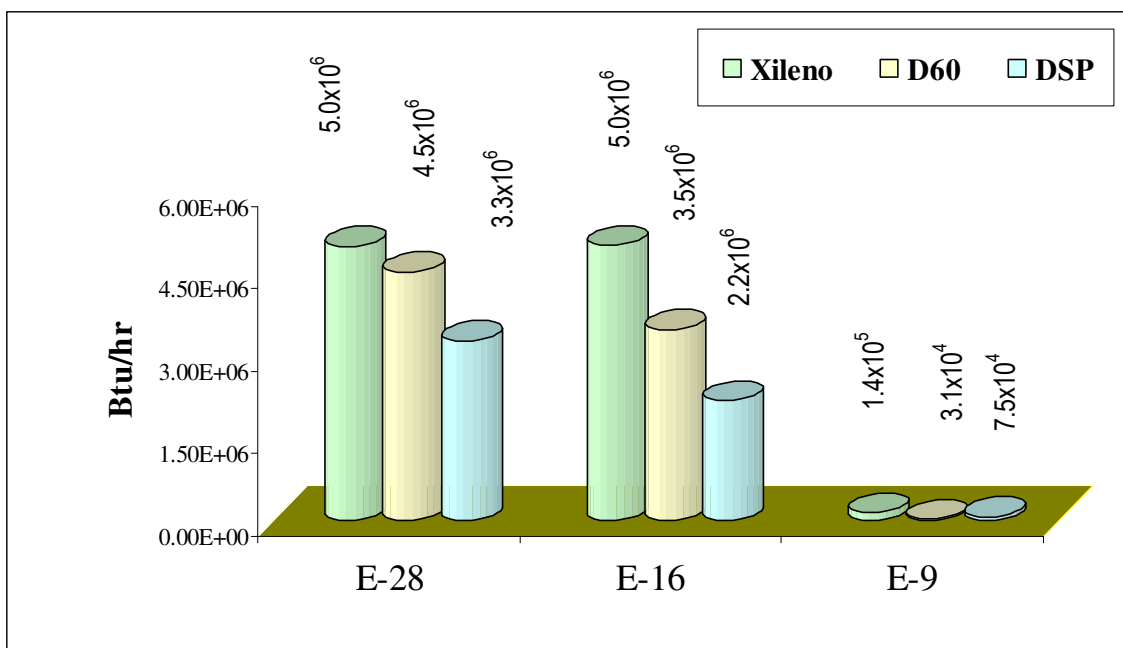


Fig. 5.38: Comportamiento de flujo de calor de equipos periféricos de la Torre T-802

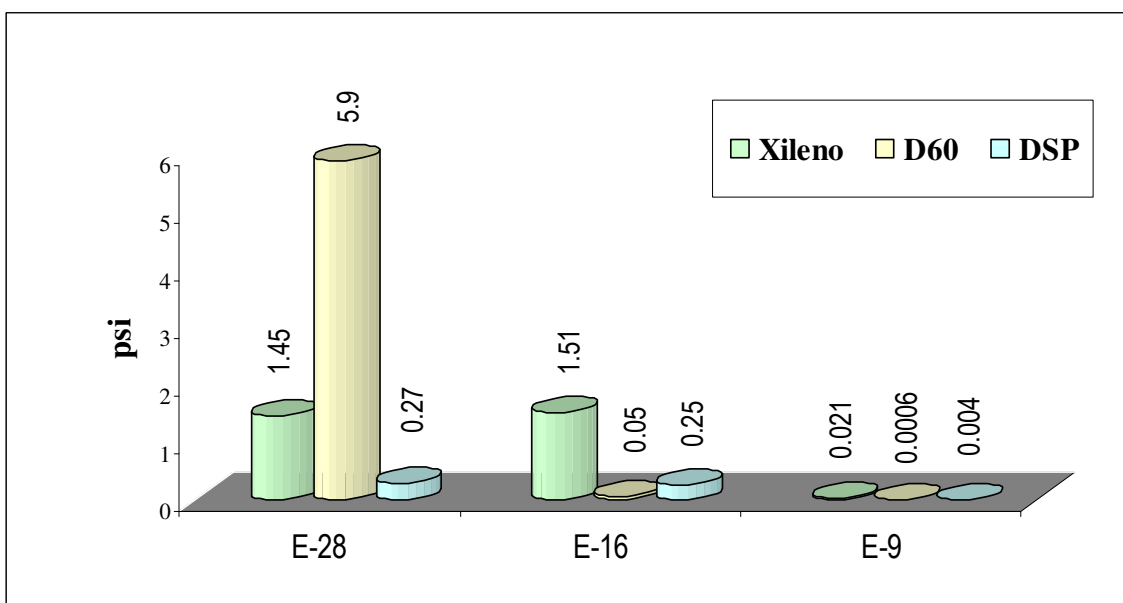


Fig. 5.39: Comportamiento de las caídas presión en los equipos periféricos de la Torre T-802

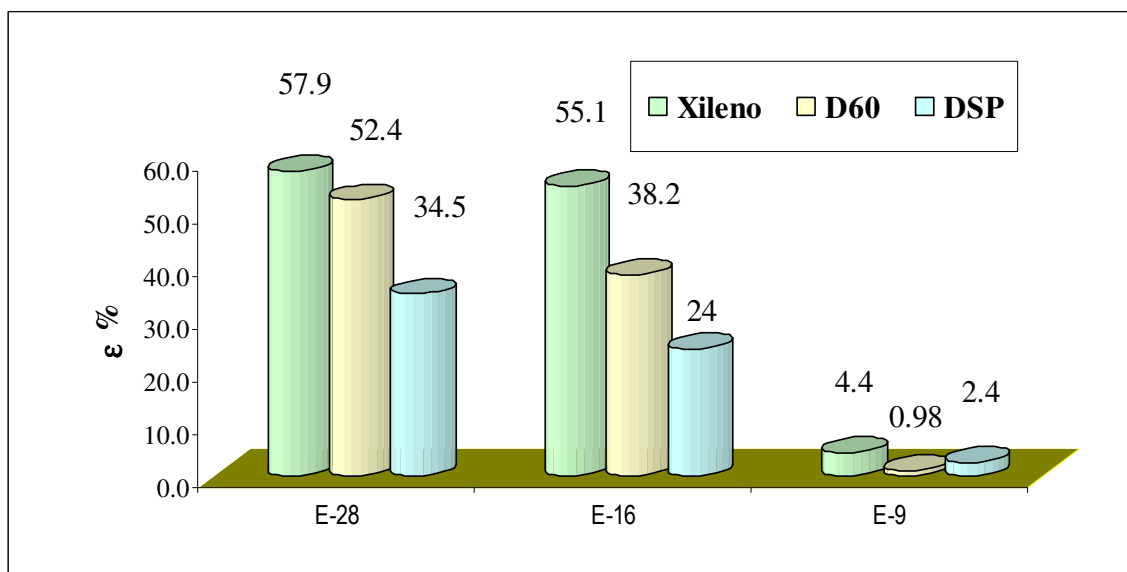


Fig. 5.40: Comportamiento la eficiencia térmica en los equipos periféricos de la Torre T-802

De la figura 5.41 a la 5.44, se aprecia que de los equipos periféricos de la torre de destilación T-802, el intercambiador de calor a base de aire E-800 es el que trabaja con mejor eficiencia en ambos modos de producción ya que presenta una mejor transferencia de calor. Se observa que los flujos másicos son pequeños en relación a otros equipos esto provoca que las caídas de presión sean despreciables.

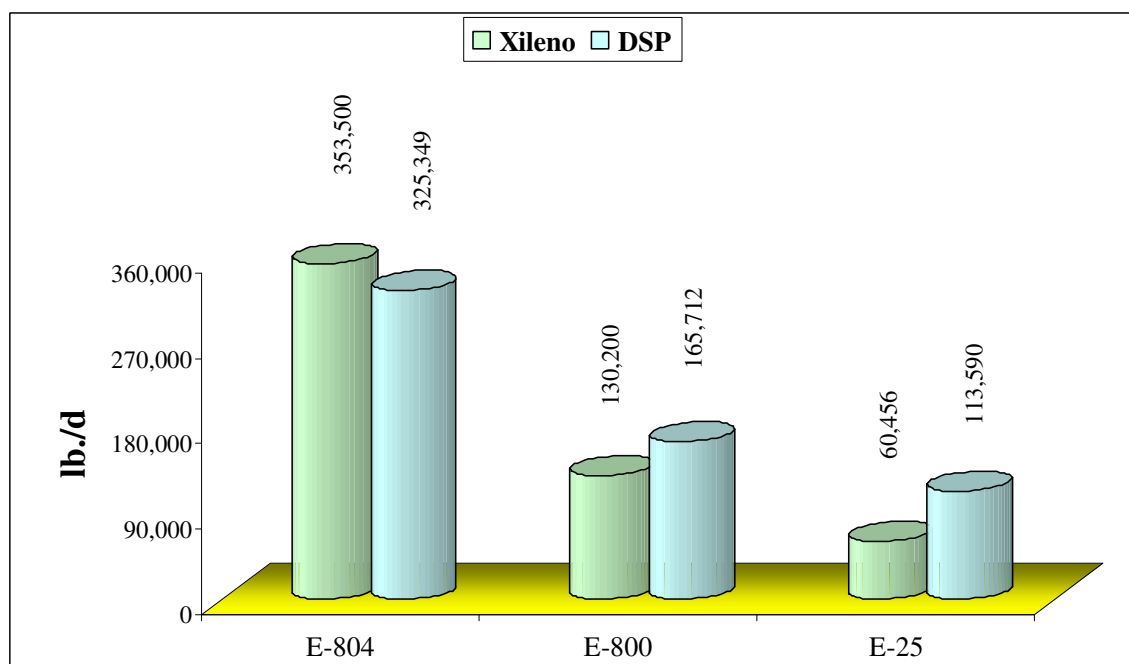


Fig. 5.41: Comportamiento de flujo másico de equipos periféricos de la Torre T-803/806

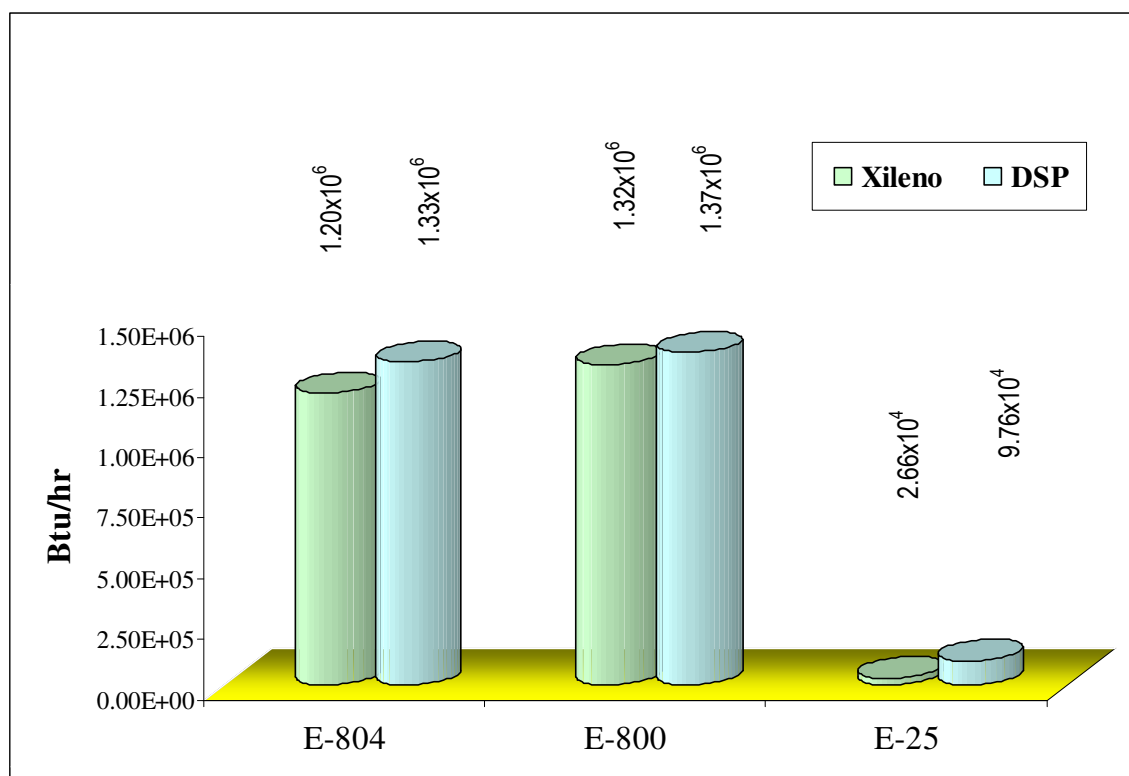


Fig. 5.42: Comportamiento de flujo de calor en los equipos periféricos de la Torre T-803/806

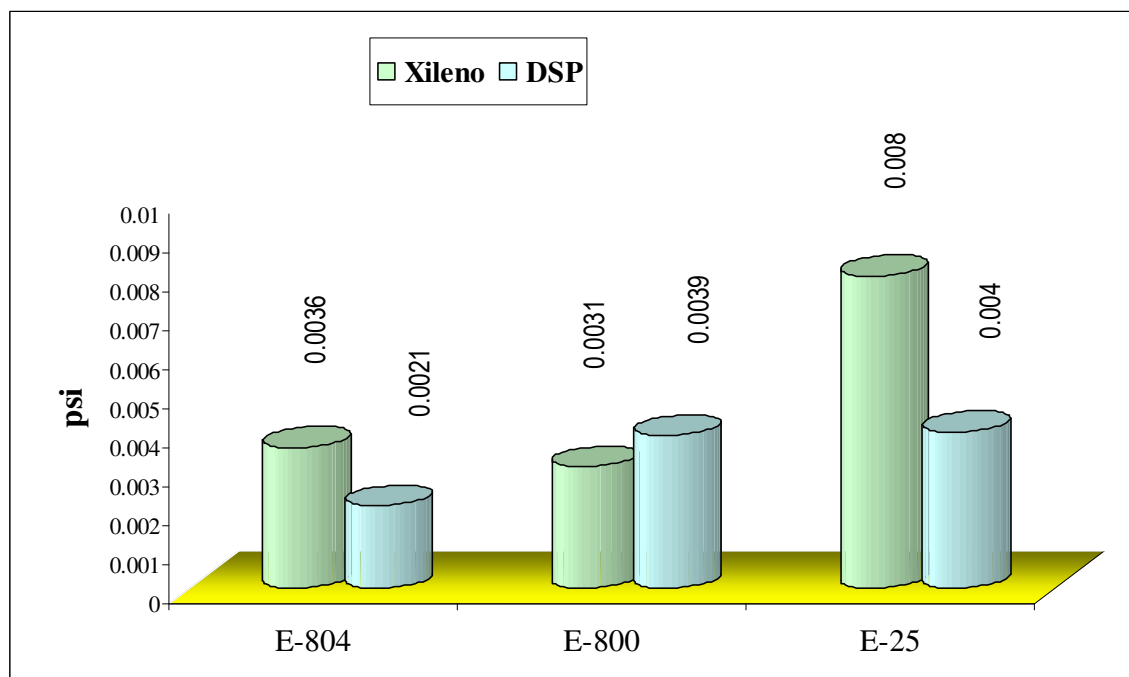


Fig. 5.43: Comportamiento de las caídas de presión en equipos periféricos de la Torre T-803/806

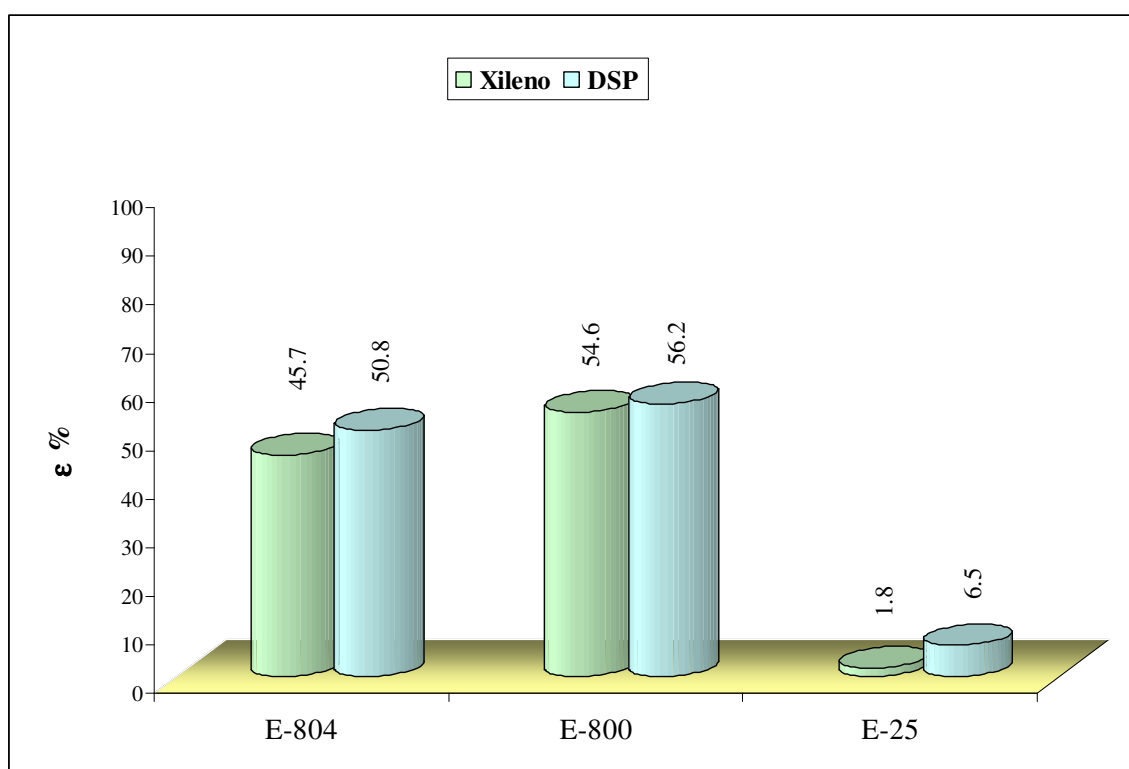


Fig. 5.44: Comportamiento de la eficiencia térmica en los equipos periféricos de la Torre T-803/806

Al analizarlas figuras 5.45 a la 5.48, se aprecia que el intercambiador de calor (Rehervidor) E-30 presente mayor eficiencia en el modo de producción Exxsol D60, esto básicamente por alto flujo másico de aceite caliente y buena transferencia de calor en comparación con los otros modos de producción en los cuales interviene este rehervidor. De los intercambiadores a base de aire, el E-902 presentan la mayor eficiencia térmica y la mejor transferencia de calor de igual manera en el modo de producción Exxsol D60, esto debido al gran tamaño del equipo y por ende por alto flujo másico que pasa por los tubos. Las caídas de presión en los intercambiadores de calor que trabajan con aire son prácticamente despreciables, al igual que en el rehervidor E-30, esto se debe a que los productos que se procesan son limpios y no hay depósitos que provoquen obstrucciones y sobre todo que los flujos másicos se mantienen en régimen laminar.

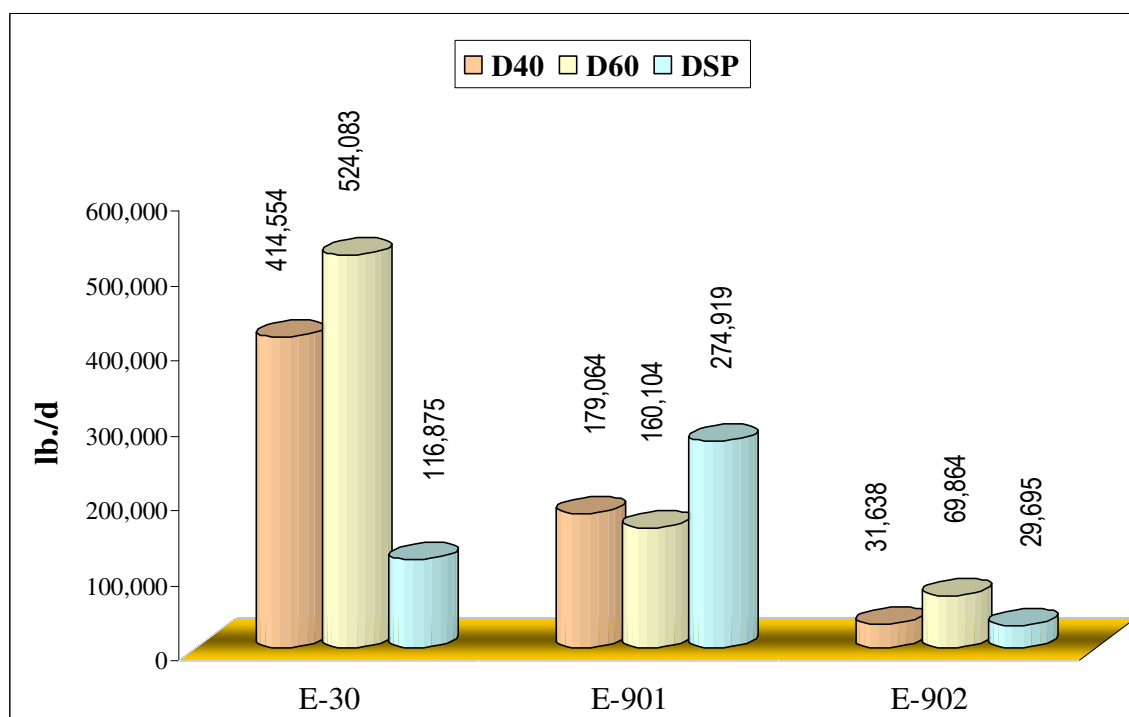


Fig. 5.45: Comportamiento del flujo másico en los equipos periféricos de la Torre T-809

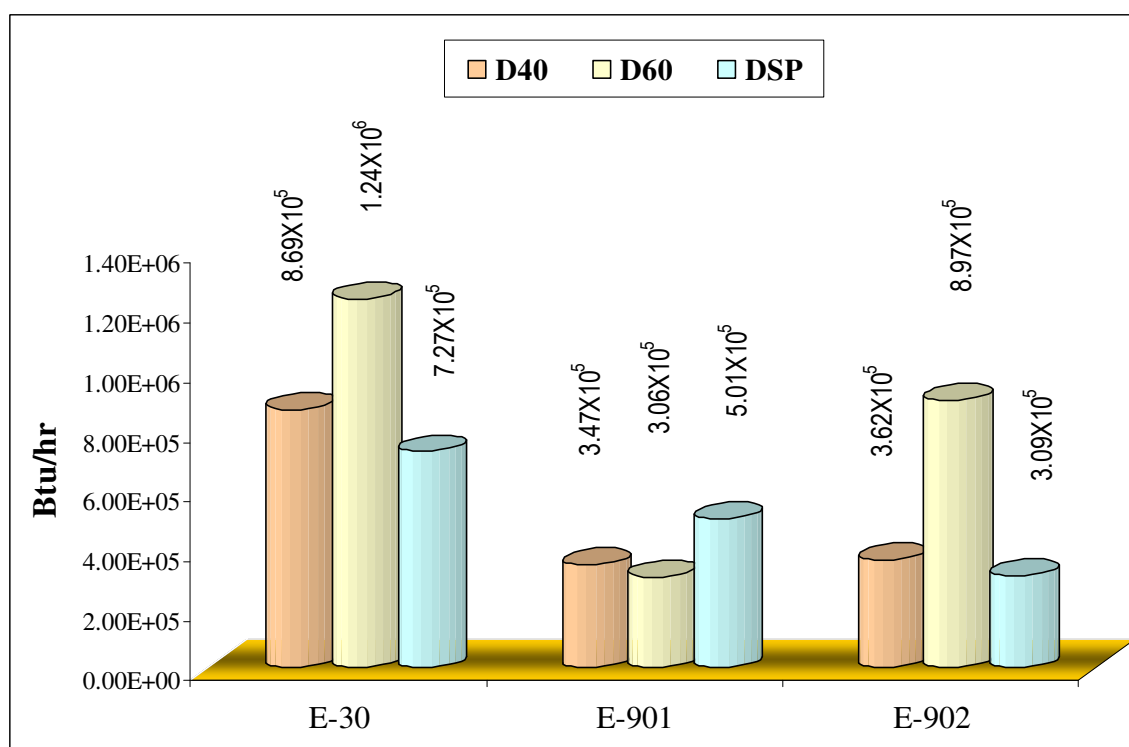


Fig. 5.46: Comportamiento del flujo de calor en los equipos periféricos de la Torre T-809

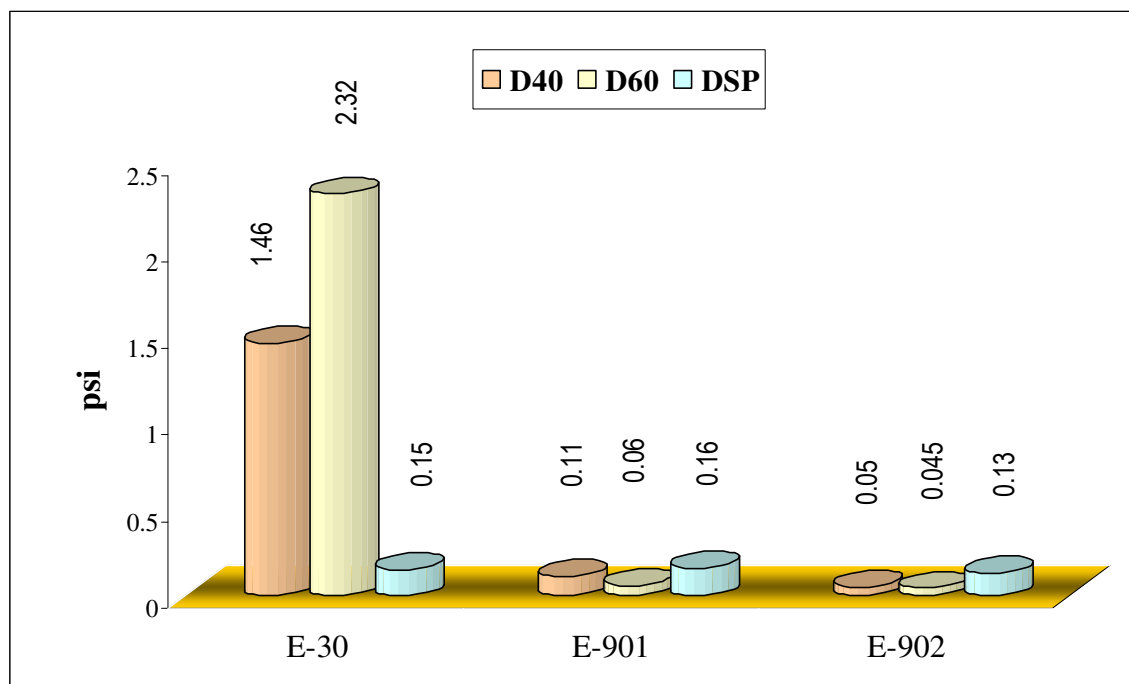


Fig. 5.47: Comportamiento de la caída de presión en los equipos periféricos de la Torre T-809

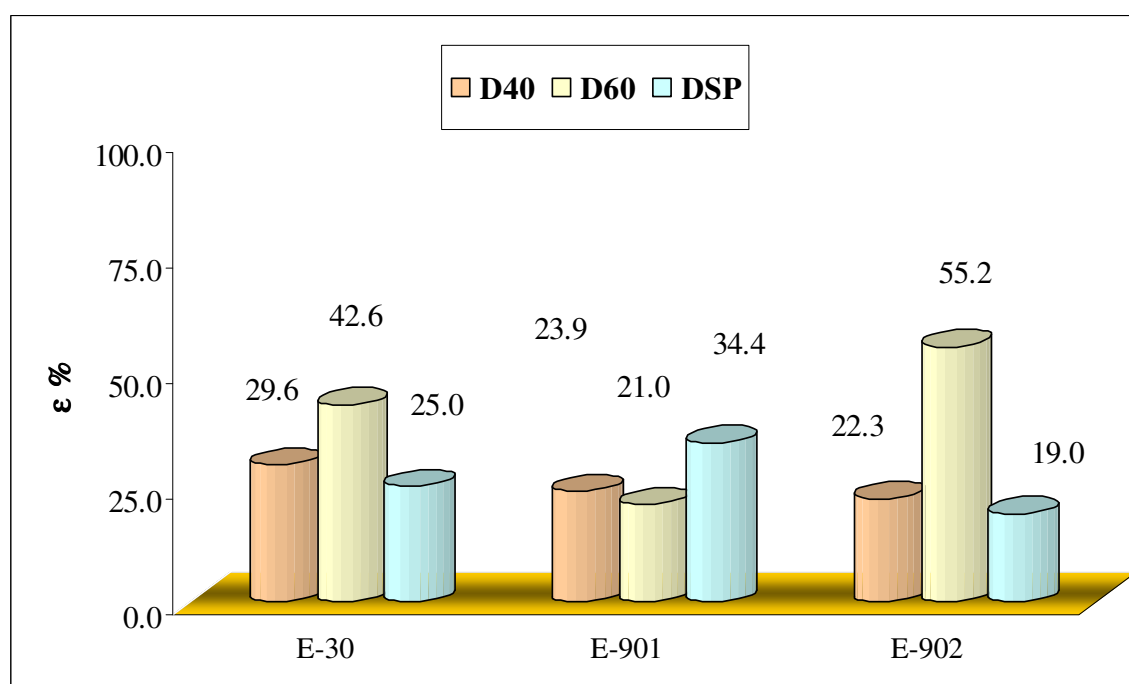


Fig. 5.48: Comportamiento de la eficiencia térmica en los equipos periféricos de la Torre T-809

Al analizar las figuras 5.49 a la 5.53 se aprecia que los intercambiadores de calor E-7, E15 y E-58 utilizados en los modos de producción D40, D60 y DSP, que el flujo de calor obtenido es bajo en comparación con los rehervidores, esto se debe principalmente a que se utilizan como calentadores o enfriadores de corrientes dentro del proceso y no para alcanzar cambios de fases de los productos. Estos equipos al igual que la mayoría se encuentran sobredimensionados, trabajando con flujos en régimen laminar y con caídas de presión despreciables. En el caso específico del intercambiador doble tubo E-58 cuando se encuentra trabajando en el modo de producción DSP, se observa que necesita mayor longitud para realizar el intercambio de calor, mientras que en los otros modos de producción tiene las dimensiones necesarias para llevar a cabo el proceso.

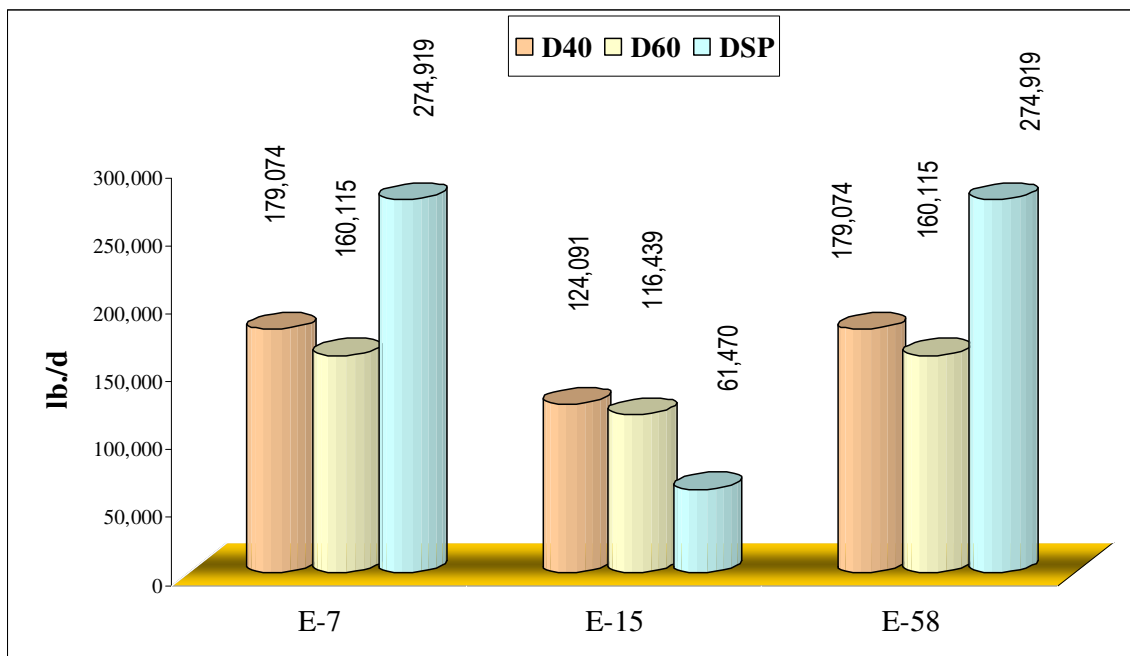


Fig. 5.49: Comportamiento del flujo másico de los intercambiadores E-7, E-15 y E-58

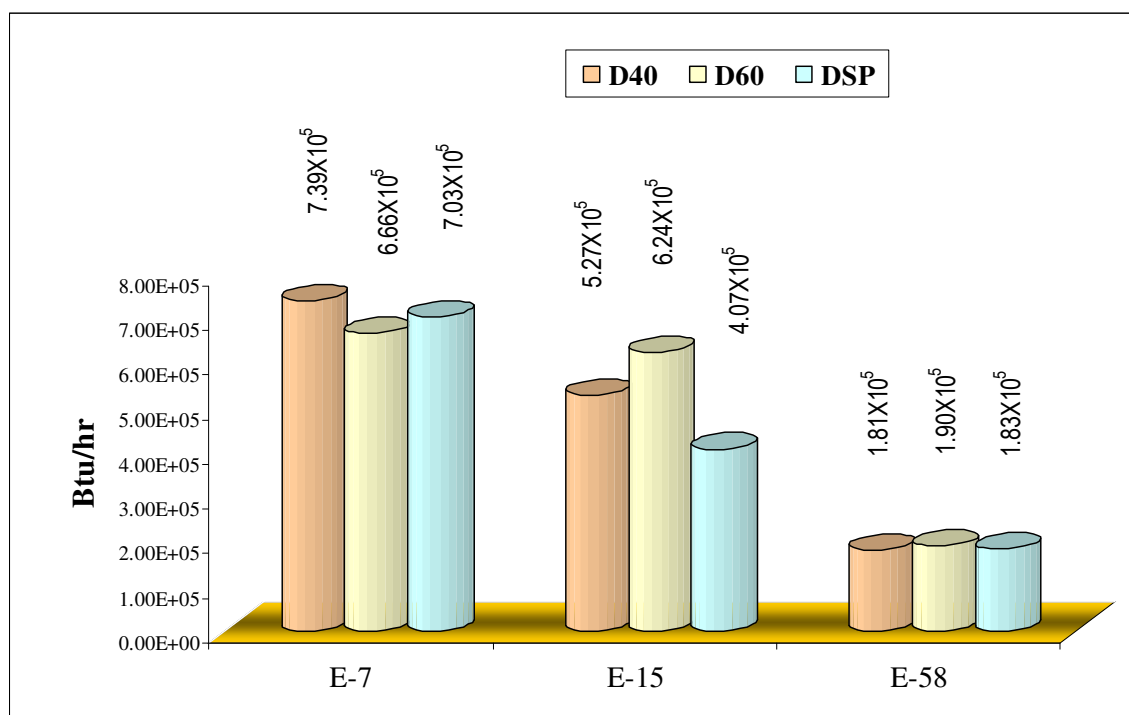


Fig. 5.50: Comportamiento del flujo de calor de los intercambiadores E-7, E-15 y E-58

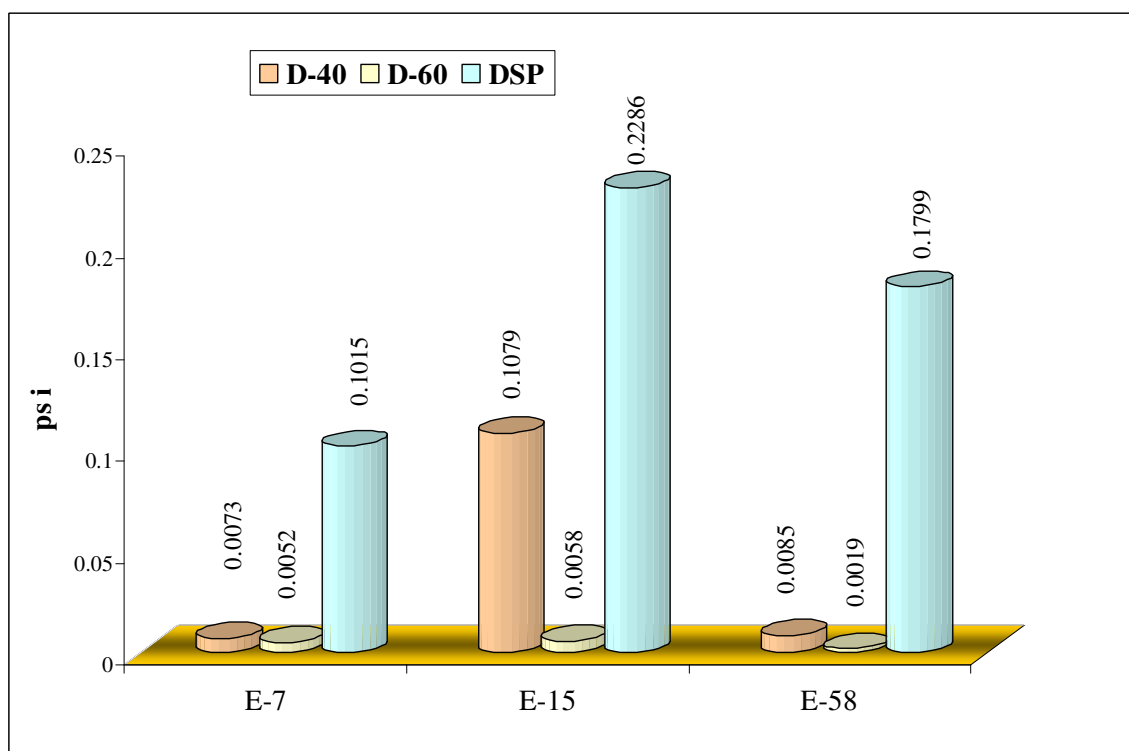


Fig. 5.51: Comportamiento de las caídas de presión de los intercambiadores E-7, E-15 y E-58

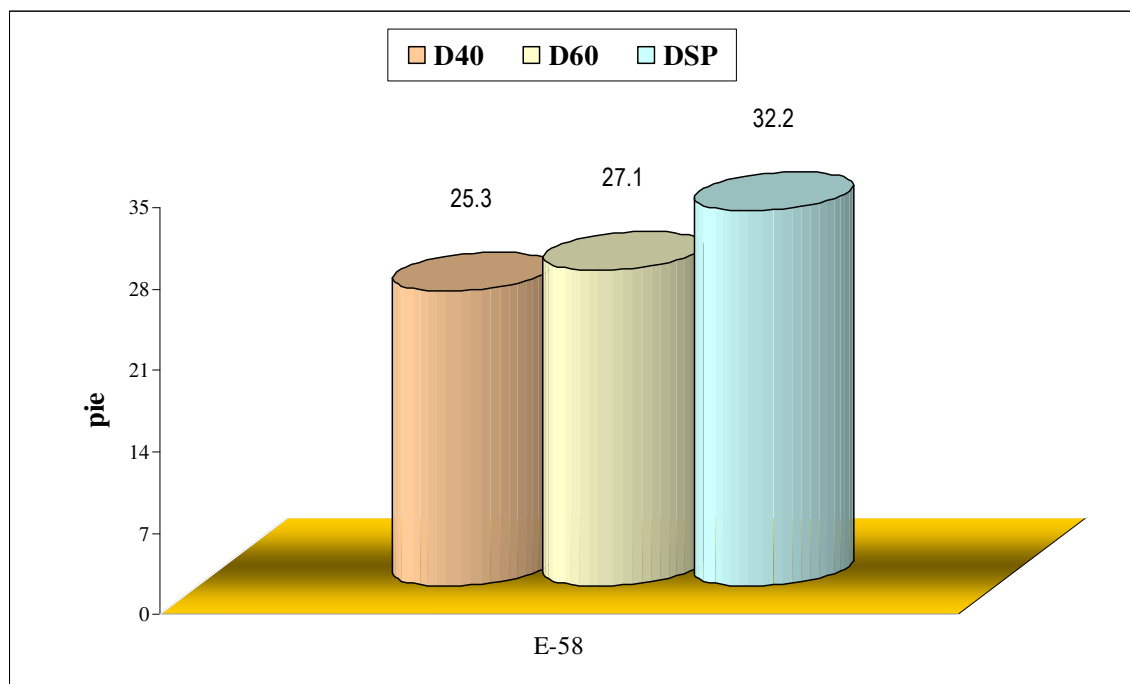


Fig. 5.52: Longitud requerida para cada modo de producción del intercambiador doble tubo E-58

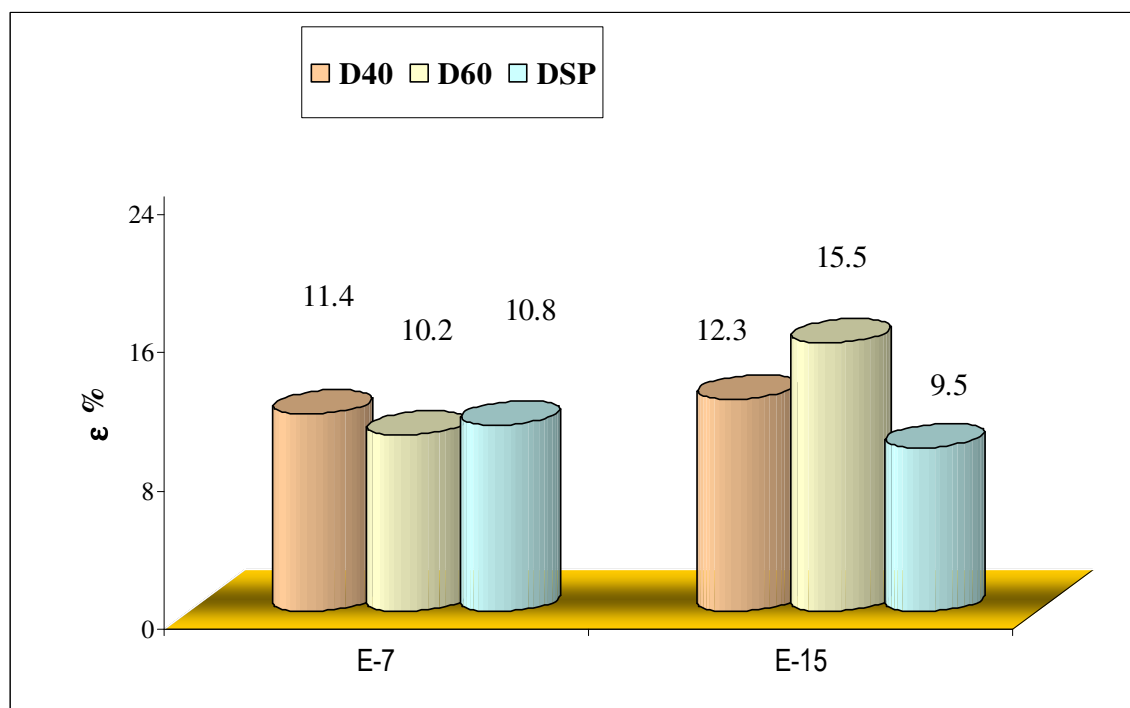


Fig. 5.53: Comportamiento de las eficiencias térmicas de los intercambiadores E-7 y E-15

En la figura 5.54 y 5.55 se presentan la sumatoria del consumo de aceite caliente y de la energía consumida en forma de transferencia de calor en los diferentes modos de producción respectivamente. Al comparar dichas figuras se puede apreciar que el mayor consumo másico y energético se produce al trabajar en el modo de producción Exxsol D60, cabe señalar, que el Exxsol D60 es el de mayor peso molecular. Y el Exxsol D40 es el de menor consumo másico y energético.

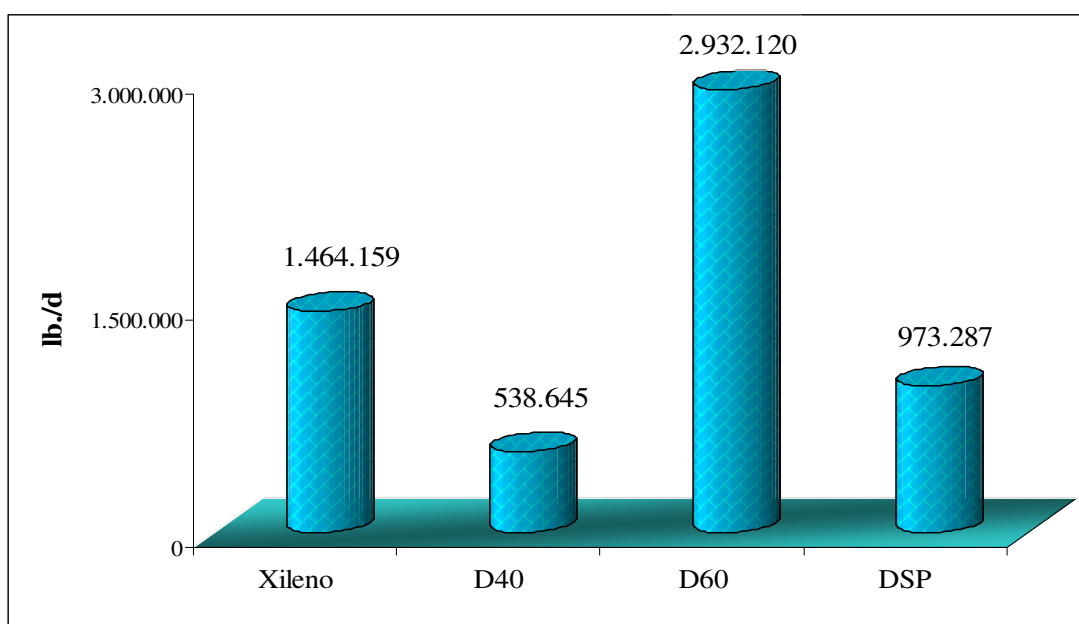


Fig. 5.54: Sumatoria del consumo de aceite caliente en la obtención de los diferentes modos de producción

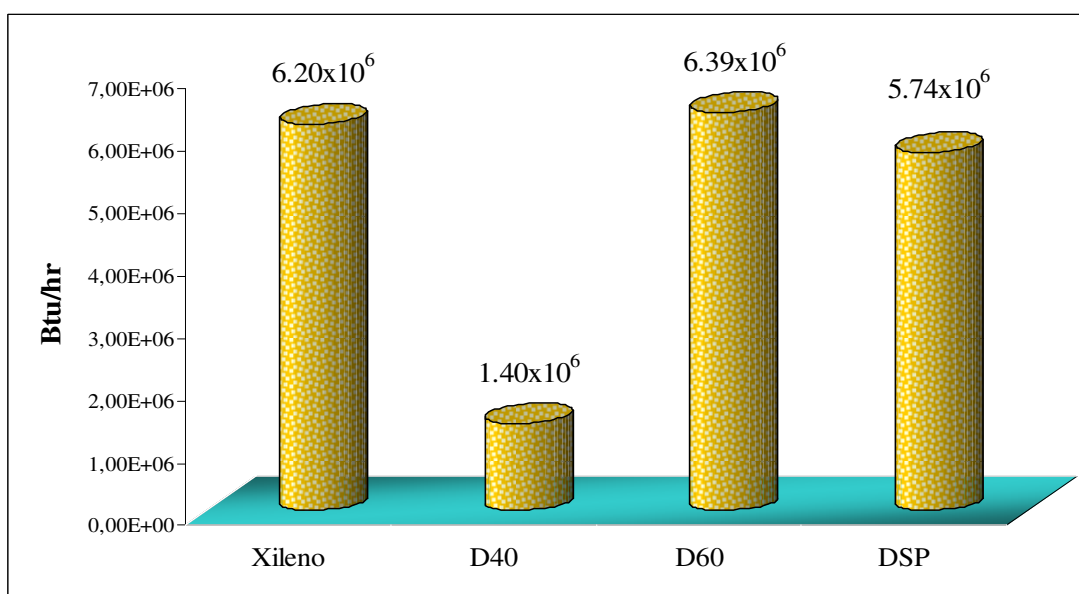


Fig. 5.55: Sumatoria del consumo de energético en la obtención de los diferentes modos de producción

VI. CONCLUSIONES

7.1 Balance másico

Para determinar la eficiencia energética (ϵ) de los intercambiadores de calor que se utilizan en los diferentes modos de producción se hizo necesario encontrar el balance másico en las torres de destilación, para lo cual se utilizaron las secuencias de cálculo convencionales [2,7], considerando como volumen de control las corrientes de alimentación, destilado y fondo. Para el desarrollo de esta secuencia no fue necesario realizar cálculo por componentes y fracciones, ya que se utiliza la destilación del producto mediante el método ASTM D86.

Conociendo los flujos volumétricos, la temperatura, presión y propiedades físicas (mediante análisis de laboratorio) se determinó el flujo másico de las corrientes de entrada y salida, con estos datos se calculó el reflujo (retorno en el fondo de la torre), el cual depende de la presión de operación de la torre y corte de destilación en el producto deseado. Las corrientes de entrada y salida en las torres no siempre coinciden debido a la lectura de los controladores de flujo, los cuales tienen diferentes tiempos de respuesta durante el proceso.

En los intercambiadores de aspas (que trabajan con aire), se realizó el balance másico siguiendo la secuencia de la referencia [22]. Conociendo el flujo másico que pasa a través de los tubos aletados, se determinó la cantidad de aire necesario para condensar o enfriar el producto. Al comparar el flujo de aire calculado con mediciones en el terreno mediante un nanómetro, se constató que los intercambiadores E-9, E-16 y E-901 se encuentran sobre diseñados debido a que fueron construidos inicialmente para otro proceso y adaptados a estos modos de producción. Esto no quiere decir que el equipo no sirva para la aplicación que se le está dando, simplemente que se tiene más área de la que se necesita. Los restantes intercambiadores se encuentran trabajando con la cantidad de aire necesario para condensar o enfriar el flujo de operación a través de los tubos.

A pesar de las oscilaciones presentadas en los flujos másicos, de los diferentes equipos, se concluye que un 95% de los datos se encuentran entre los límites de la desviación estándar ($\pm 2\sigma$). Es decir que se hallan en control estadístico, según el grado de severidad utilizado para el análisis.

Aun cuando el sistema de control en la planta de solventes es automático, los operarios juegan un papel importante en el control y estabilidad del proceso, manteniendo vigilancia continua en las variables de control; aportando de esta manera un factor humano en las oscilaciones de los flujos másicos antes mencionados. Sin embargo, el proceso se realiza sin inconvenientes que afecten la producción.

El mayor consumo másico de aceite caliente se presenta en el modo de producción Exxsol D60 seguido por el XILENO y el modo de producción de menor consumo másico es el Exxsol D40.

7.2 Balance energético

Para el balance de calor se utilizó la secuencia de las referencias [2,22], las cuales coinciden con los modelos de cálculo de ExxonMobil. En los rehervidores las principales diferencias entre los calores absorbidos y cedidos se debieron a la falta de termómetro en las salidas del producto del fondo de las torres (entrada a los rehervidores). Adicionalmente se observó la falta de revestimiento de las tuberías de fondo, lo cual permite pérdidas de calor al ambiente.

A pesar de la falta de instrumentos de medición en algunos equipos, lo que provocó ciertas oscilaciones entre los flujos de calor cedido y absorbido, se comprueba que un 95% de los datos están entre los límites de la desviación estándar ($\pm 2\sigma$). Es decir que se hallan en control estadístico, según el grado de severidad utilizado para el análisis. La falta de instrumentos de medición de temperatura en ciertos intercambiadores puede crear desviaciones al momento de realizar una evaluación o seguimiento del desempeño de los mismos, ya que los medios utilizados (pistola infrarrojo CAT1U8865, pistola láser y termopar digital TP-7) no son los mas indicados.

Los diferentes tipos de intercambiadores de calor se encuentran operando con una eficiencia térmica baja, respecto al máximo calor de diseño. Es decir que el calor cedido y/o retirado se encuentra por debajo para el cual fueron diseñados. Por lo tanto de acuerdo los resultados obtenidos, estos intercambiadores tienen la capacidad de operar a un régimen mayor al que actualmente se encuentran trabajando.

El mayor consumo energético se presenta en el modo de producción Exxsol D60 seguido por el XILENO y el modo de producción de menor consumo energético es el Exxsol D40, confirmando la relación directa entre el consumo másico y el energético.

7.3 Coeficientes de transferencia de calor y caídas de presión

Todas las propiedades térmicas y de transporte de los flujos involucrados en los procesos y modos de producción se determinaron haciendo uso de un programa de caracterización de corrientes (propiedad de corporación ExxonMobil). Con estas propiedades se realizó el balance de calor, cálculo de coeficientes totales de transferencia de calor (limpio y sucio) y factor de obstrucción.

En ciertos intercambiadores los coeficientes de transferencia de calor calculados son bajos en relación al tipo de producto. Estos valores se deben principalmente a que los equipos se encuentran subutilizados, es decir que si se incrementa el flujo másico de las corrientes involucradas se elevan los coeficientes de transferencia de calor así como la eficiencia térmica hasta alcanzar los datos de placa.

Todos los productos procesados en la planta de solventes tienen la característica de ser limpios y ligeros, motivo por el cual los factores de obstrucción indican que se encuentran operando con bajo índice de incrustaciones.

Las caídas de presión son mínimas en los intercambiadores de calor, debido a los bajos índices de incrustaciones, permitiendo el libre flujo del producto a través de los tubos, especialmente en los intercambiadores que se encuentran subutilizados.

Las caídas de presión bajas son favorables al desempeño de los intercambiadores de calor y especialmente a los de bombeo.

VII. RECOMENDACIONES

En vista de la importancia que tienen los rehervidores en el fraccionamiento de los productos en las torres de destilación es primordial conocer con precisión la temperatura de entrada del fluido al rehervidor proveniente del fondo de la torre. Se recomienda colocar termómetros ya sea de carátula o termopares en estos puntos. Adicional a esto se puede colocar revestimiento en la tubería del fondo de de las torres a los rehervidores para evitar pérdidas de calor al ambiente.

Durante la secuencia de cálculo de calor en el intercambiador doble tubo (E-58), se verificó la longitud requerida en los diferentes modos de producción, encontrando que este equipo necesita una longitud mayor en los modos D60 y DSP, por lo que se recomienda el cambio del intercambiador por uno de mayor longitud (30 *pies*). Considerar durante el cambio del intercambiador en mención la instalación de medidores de temperatura y presión en las entradas y salidas para futuras evaluaciones.

En la medida de posible se debe considerar el cambio de los intercambiadores que se encuentran subutilizados, con otros que estén más acordes a las necesidades de operación de la planta. Esto tendría como beneficio una disminución en el consumo energético.

Se determinó que el modo de producción D60, presenta el mayor consumo energético, por lo que se recomienda evaluar la eliminación del proceso al intercambiador de aspas E-9, ya que este disminuye la temperatura de la corriente previo a la alimentación del intercambiador E-15, el cual realiza mayor gasto de energía en el incremento de la temperatura para el proceso de eliminación de aromáticos en el reactor R-900. Es importante recordar que este intercambiador se encuentra sobredimensionado y al menos en este modo de producción no se considera necesario su utilización.

En vista a la importancia de la realización de este tipo de estudio, se recomienda que este tipo de evaluación se realice por lo menos cada 3 años, con fin de mantener un control del funcionamiento correcto de los equipos que intervienen en el proceso de obtención de los diferentes grados de solventes.

VIII. ACRONISMO Y NOMBRES CONVENCIONALES

Existen términos propios de la compañía a los cuales las personas ajenas no están acostumbradas, a continuación se da un listado de estos términos.

Acrónimo

Términos	Significado
D-2/3	Tambores separadores líquido-gas
D-4	Tambor separador líquido-gas
D-900	Tambor acumulador
E-15	Intercambiador de calor tubo y coraza 1/1
E-16	Condensador de la torre (T-802)
E-25	Enfriador de aire forzado
E-26	Enfriador de aire forzado
E-28	Rehervidor de la (T-802)
E-30	Rehervidor de la torre (T-809)
E-58	Intercambiador doble tubo
E-7	Intercambiador de calor tubo y coraza en U
E-800	Condensador de aire forzado
E-804	Rehervidor de la torre (T-806)
E-9	Enfriador de aire inducido
E-901	Enfriador de aire forzado
E-902	Condensador de aire forzado
E-903	Condensador de aire forzado
P-53	Bomba centrífuga
R-4	Reactor inhibidor de sulfuros
R-900	Reactor catalítico de hidrogenación
SHU	Unidad de hidrogenación de solventes
T-802	Torre fraccionadora de ligeros
T-803	Torre fraccionadora de bandejas
T-806	Torre fraccionadora de bandejas
T-807	Torre fraccionadora empacada
T-809	Torre fraccionadora de bandejas
Tk	Tanques de almacenamiento
°API	Función especial de la densidad relativa

Nombres convencionales

EXXSOL D40	Hidrocarburo líquido incoloro limpio de 10 a 12 átomos de carbono con alto contenido de ciclo parafinas, parafinas y bajo contenido de aromáticos.
EXXSOL D60	Hidrocarburo líquido incoloro limpio de 11 a 12 átomos de carbono con alto contenido de ciclo parafinas, parafinas y bajo contenido de aromáticos.
EXXSOL DSP 65/100	Hidrocarburo líquido incoloro limpio de 6 a 8 átomos de carbono obtenido a partir de la hidrogenación de nafta ligera.
EXXSOL DSP 120/180	Hidrocarburo líquido incoloro limpio de 8 a 9 átomos de carbono obtenido a partir de la hidrogenación de nafta ligera.
SOLVESSO 100	Conocido como Aromático 100. Hidrocarburo líquido incoloro limpio de 9 a 10 átomos de carbono con alto contenido de aromáticos de alto peso molecular.
XYLENE	Compuesto aromático de corte industrial de 8 a 9 átomos de carbono, entre sus principales compuestos se encuentran los isómeros del XILENO y Etilbenceno.
VARISOL 40	Hidrocarburo alifático de 9 a 12 átomos de carbono obtenido del fraccionamiento del crudo y desulfurizado.
KEROSENE	Hidrocarburo alifático de 11 a 14 átomos de carbono obtenido de la destilación primaria del crudo y desulfurizado.

IX. NOMENCLATURA

Caracteres Latinos

Símbolo	Significado	Unidades	
		<i>S. inglés</i>	<i>SI</i>
a	Área de flujo	pie^2	m^2
a_i	Área interna del tubo interno	pie^2	m^2
A	Superficie de transferencia de calor	pie^2	m^2
A_b	Superficie desnuda	plg^2/plg	m^2/m
A_e	Área seccional del tubo externo	plg^2/plg	m^2/m
A_i	Superficie interna por longitud	plg^2/plg	m^2/m
A_f	Superficie aletada	plg^2/plg	m^2/m
A_l	Relación de área libre	--	--
A_g	Superficie fresca	pie^2	m^2
A_P	Área de flujo entre los tubos	plg^2	m^2
A_u	Superficie sin aletas	plg^2/plg	m^2/m
A_v	Área de operación del ventilador	plg^2	m^2
A_t	Área externa por metro de la superficie aletada	plg^2/plg	m^2/m
A_x	Área de flujo para aletas soldadas en U	plg^2/plg	m^2/m
b	Constante definida por la ecuación 5.68	--	--
B	Espaciado de los deflectores.	plg	m
C	Corriente de intercambiadores	lb/h	Kg/s
C_p	Capacidad Calorífica	Btu/lbF	J/KgK
d	Diámetro de tuberías	plg	m
D	Diámetro de la coraza	plg	m
D_e	Diámetro equivalente	plg	m
G	Flujo de masa velocidad	$lb/hpie^2$	Kg/sm^2
h_i	Coficiente de transferencia de calor para el fluido interior	Btu/pie^2hF	W/m^2K
h_{io}	Valor de h_i cuando se refiere al diámetro exterior	Btu/pie^2hF	W/m^2K
h_o	Coficiente de transferencia de calor para el fluido exterior	Btu/pie^2hF	W/m^2K
H	Entalpías	Btu/lb	KJ/Kg
ΔH_v	Entalpías de vaporización	Btu/lb	KJ/Kg
jH	Factor de transferencia de calor adimensional	--	--
K	Factor de caracterización [2,10]		
l	Longitud de los tubos en los intercambiadores	plg	m
l_f	Altura de las aletas	plg	m
ΔT_{log}	Temperatura media logarítmica	F	K

ΔT_1	Diferencia de temperaturas calientes	F	K
ΔT_2	Diferencia de temperaturas frías	F	K
N	Numero de tubos o aletas según subíndice	--	--
P	Presión	psi	Pa
P_T	Espacio entre los tubos	plg	m
ΔP_i	Caída de presión en ánulo	psi	Pa
ΔP_u	Caída de presión en horquilla	psi	Pa
ΔP_b	Caída de presión en el bulto	psi	Pa
ΔP_p	Caída de presión en el ventilador	psi	Pa
Q	Flujo de calor	Btu/h	W
R	Grupo de temperatura adimensional.	--	--
R_D	Factor de obstrucción	$pie^2 hF/Btu$	$m^2 K/W$
s	Espaciado entre las aletas	plg	m
S	Grupo de temperatura adimensional	--	--
t	Temperatura de corriente fría	F	K
T	Temperatura de corriente caliente	F	K
U	Coeficiente total de transferencia de calor	$Btu/pie^2 hF$	$W/m^2 K$
U_c	Coeficiente total limpio de transferencia de calor	$Btu/pie^2 hF$	$W/m^2 K$
U_D	Coeficiente total de diseño de transferencia de calor	$Btu/pie^2 hF$	$W/m^2 K$
v	Velocidad del aire de enfriamiento	Pie/h	m/s
w	Ancho	pie	m
W	Corriente de flujo másico	lb/h	Kg/s
Caracteres griegos			
α	Coeficiente de expansión térmica a 15°	--	--
α'_f	Coeficiente de transferencia de la aleta	$Btu/pie^2 hF$	$W/m^2 K$
β	Coeficiente de expansión térmica (Gr)	F^{-1}	K^{-1}
δ	Espesor de las aletas	plg	m
Δ	Caída o diferencia	--	--
Ω	Eficiencia de la aleta	--	--
ε	Eficiencia térmica	--	--
ϕ	Razón de viscosidad $(\mu/\mu_\omega)^{0.14}$	--	--
κ	Conductividad térmica	$Btu/pie hF$	W/mK
λ	Calor latente de vaporización	Btu/lb	KJ/Kg
μ	Viscosidad	$lb/pie h$	$Pa.s$
ρ	Densidad	lb/pie^3	Kg/m^3
ξ_a	Factor optimo de corrección del incremento de la temperatura del aire	--	--
σ	Desviación estándar	--	--

Subíndices

Símbolo	Significado
a	Correspondiente al aire
A	Correspondiente al aceite caliente
b	Bultos o haz de tubos
B	Correspondiente al fondo de las torres de destilación
c	calórica
D	Correspondiente al destilado (por el tope) de las torres de destilación
e	Entrada de corriente a los equipos
f	Aletas
f.o.	Fondo de las torres
F	Correspondiente a la alimentación a las torres
L	Correspondiente al retorno a la torre por el tope
l	Estado líquido
M	Flujo de aire requerido para el enfriamiento
r	Reflujo en el fondo de las torres
s	Salida de corriente de los equipos
S	Coraza
t	Tubos
V	Correspondiente al vapor del tope de las torres
v	Estado de Vapor
1	Entrada
2	Salida
81	Gases del D-111 (Gas rico en Hidrógeno)
94	Salida del D-900 (Hexano crudo, VARSOL 40, VARSOL 80)
94.81	Carga al R-900 (mezcla de las corrientes 81 y 94)
95	Efluente del R-900 (corriente con bajo contenido de aromáticos)

X. BIBLIOGRAFÍA

1. Schlunder E.U. ,Editor-in-chief, Heat Exchanger Design Handbook, Vol 3: Thermal and Hydraulic design of Heat Exchangers, Hemisphere Publishing Corp., N.Y. 1989.
2. Donald Kern,, Procesos de Transferencia de Calor, Ed. Continental, S.A. de C.V. México. 1965.
3. V.A. Proskuriakov, Química del Petróleo y del Gas, Ed. Mir Moscú, URSS. 1984.
4. Warren L. McCabe, Operaciones básicas de Ingeniería Química, Mc Graw Hill, 4^{ta} Ed. España. 1991.
5. Raúl Lira i Morel, Guía de procedimientos para la elaboración de tesis a nivel de postgrados, Servicios gráficos TMC, 1^{ra} edición, Nicaragua. 2003.
6. Valinda Sequeira, Investigar es Fácil manual de Investigación, Ed. El Amanecer S.A., 2^{da} edición, Nicaragua. 1997
7. Robert E. Treybal. Operaciones de Transferencia de Masa, McGraw Hill, México. 1997.
8. Antonio Valiente Banderas, Problemas de Transferencia de Calor, Ed. LIMUSA, 1^{ra} edición, México. 1988.
9. CATALOGO MECANICO, Proyecto solvente. 1994.
10. EXXON MOVIL, Blue Book, Vol 1 y 2.
11. Método ASTM D-1298, Método Estándar para la Determinación de Gravedad API, Densidad a 15 °C y Gravedad Específica.
12. Método ASTM D86, Método Estándar para Destilación de Productos de Petróleo a Presión Atmosférica.
13. Método ASTM D-850, Método Estándar para Destilación de Hidrocarburos aromático y Productos Relacionados.
14. Método ASTM D-1078, Método Estándar para Rangos de Destilación de Líquidos Orgánicos Volátiles.

15. ASTM D-1250, Tablas de Medidas de Petróleo, Volume X-Background, Development, and Program Documentation.
16. Exxon Chemical, Manual de Operación de la planta de solventes. 1998.
17. Refinería ESSO Managua, Boletín Informativo, Una Refinería ejemplar. 1988.
18. Laboratorio Refinería ESSO, Manual de Operaciones del Laboratorio. 2004.
19. Perry Chilton, Manual del Ingeniero Químico, Tomo I y II, Sexta edición, Ed. McGra-Hill. N.Y. 1997.
20. Pedro Fernández Días, intercambiadores de Calor. 2003.
21. Exxon Engineering, Air-Cooled Heat Exchangers. 1998.
22. E.A.D.Sauders, Heat Exchangers, Ed. Longman Scientific & Technical. 1988.

APENDICE A

Tablas y figuras que consolidan el marco de referencia

Esquema de producción	A1 – A4
Gráficos y curvas	A5 – A12 A21 – A23
Metodología	A13 – A20
Tablas	A24 – A25

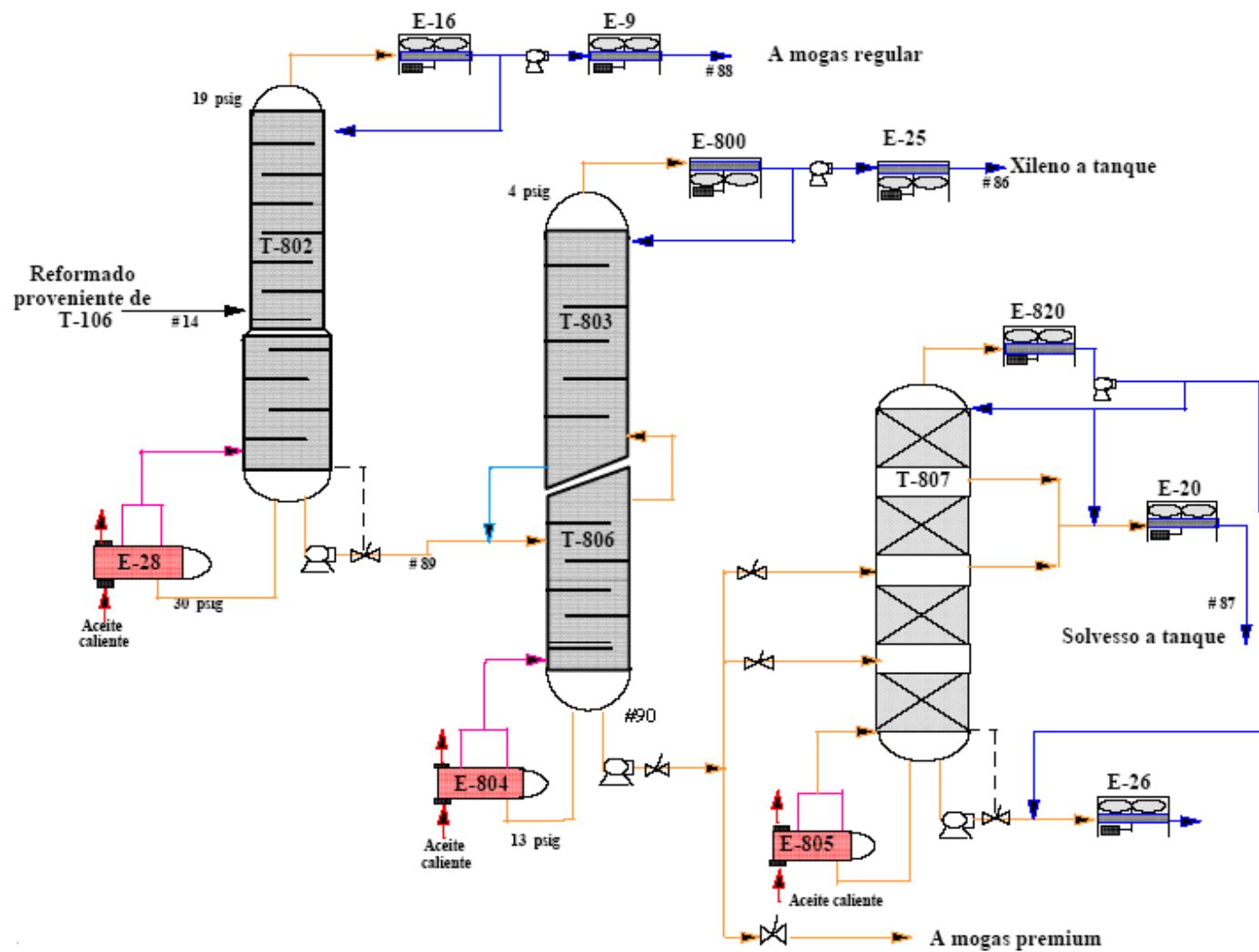


Fig. A.1 Esquema de producción modo aromáticos, presiones y puntos de muestreo [9]

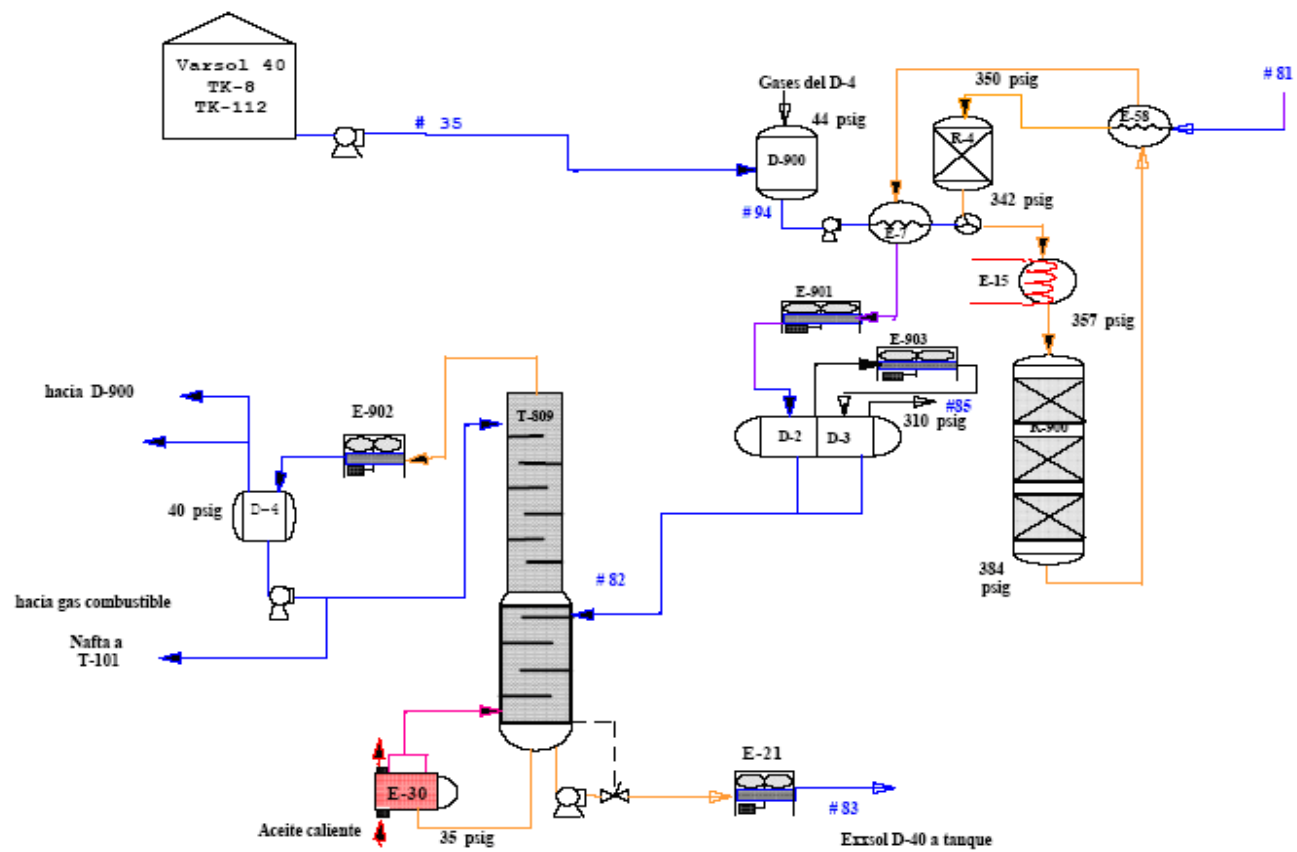


Fig. A.2 Esquema de producción EXXSOL D40, presiones y puntos de muestreo [9]

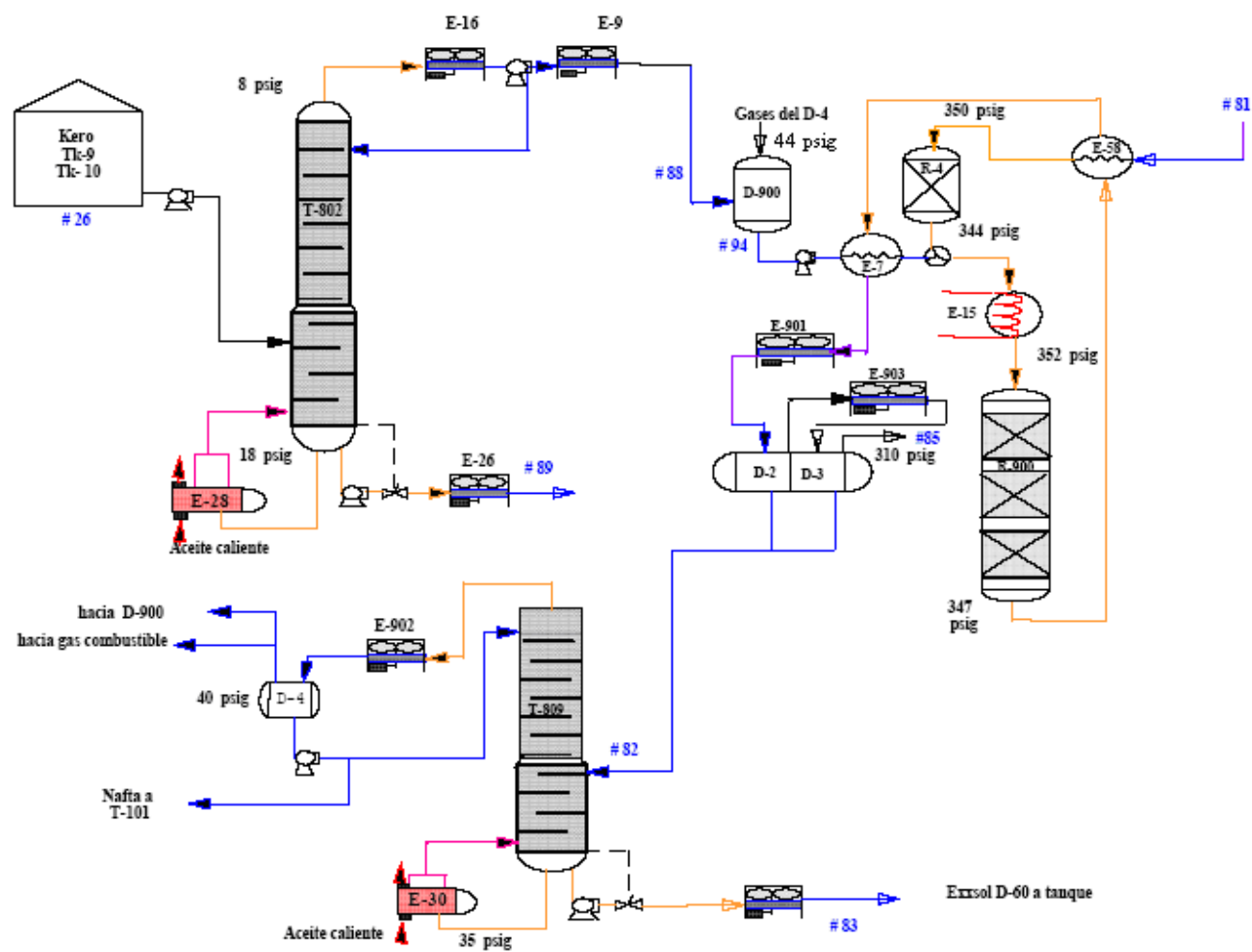


Fig. A.3 Esquema de producción EXXSOL D60, presiones y puntos de muestreo [9]

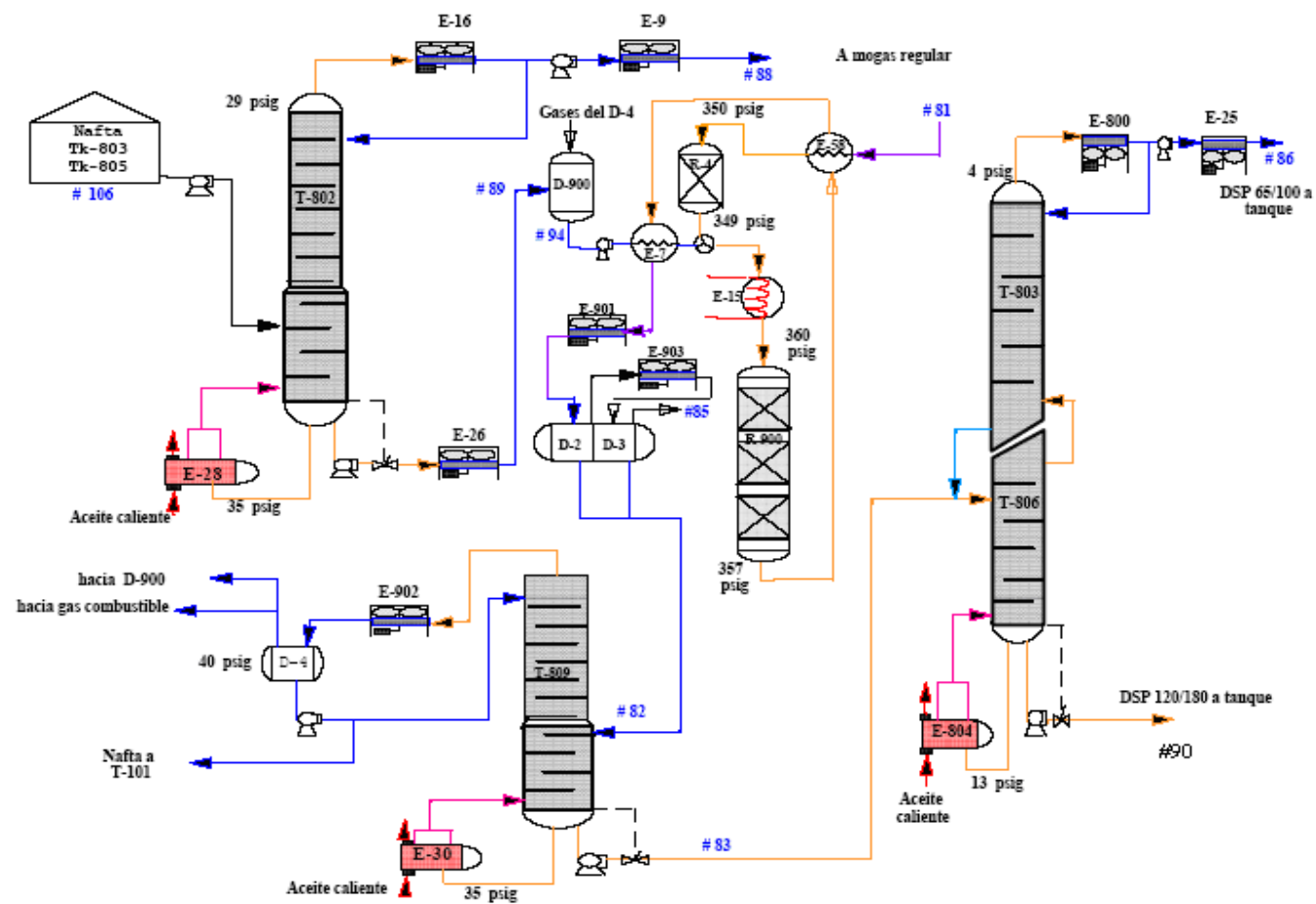


Fig. A.4 Esquema de producción EXXSOL DSP, presiones y puntos de muestreo [9]

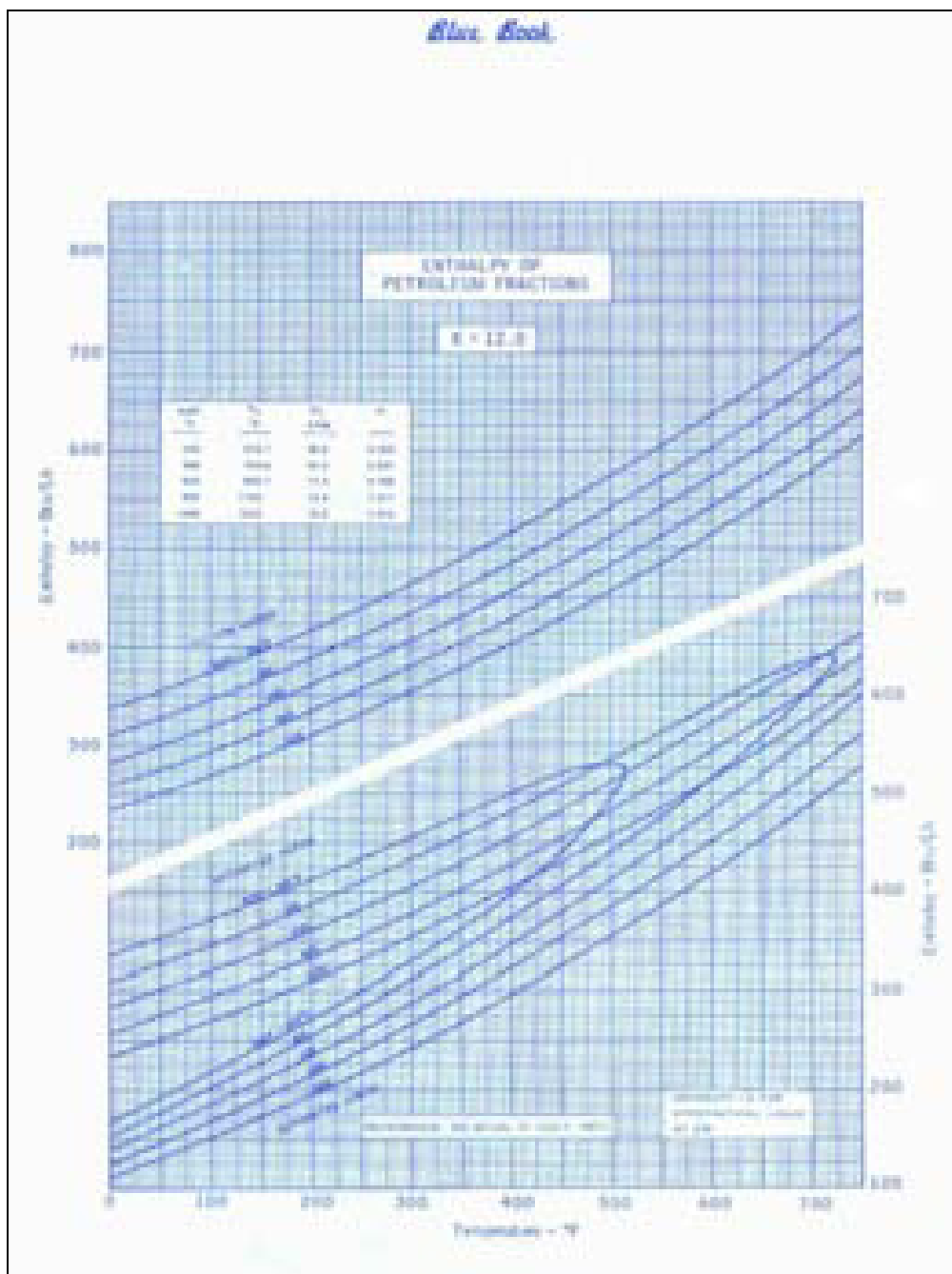


Fig. A.7 Entalpías de fracciones de petróleo con un factor de caracterización de 12 [10]

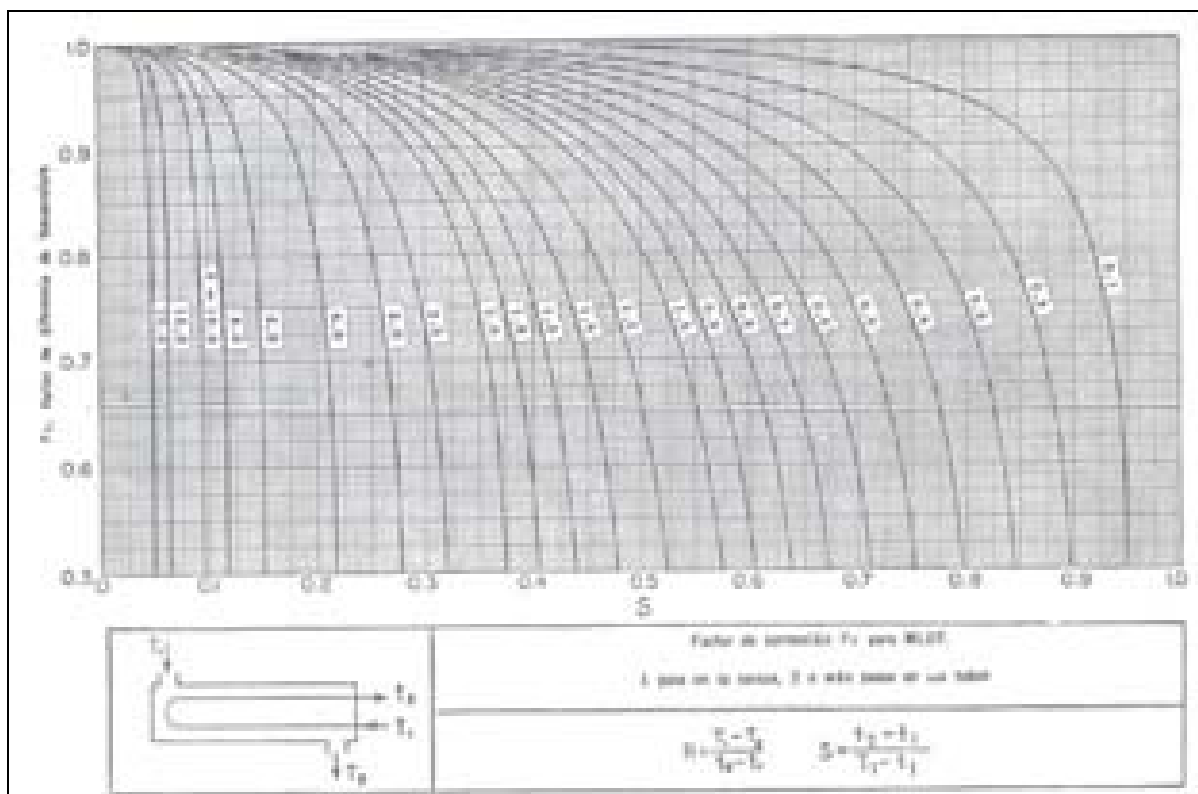


Fig. A.9 Factores de corrección de MLDT para intercambiadores 1-2 [2]

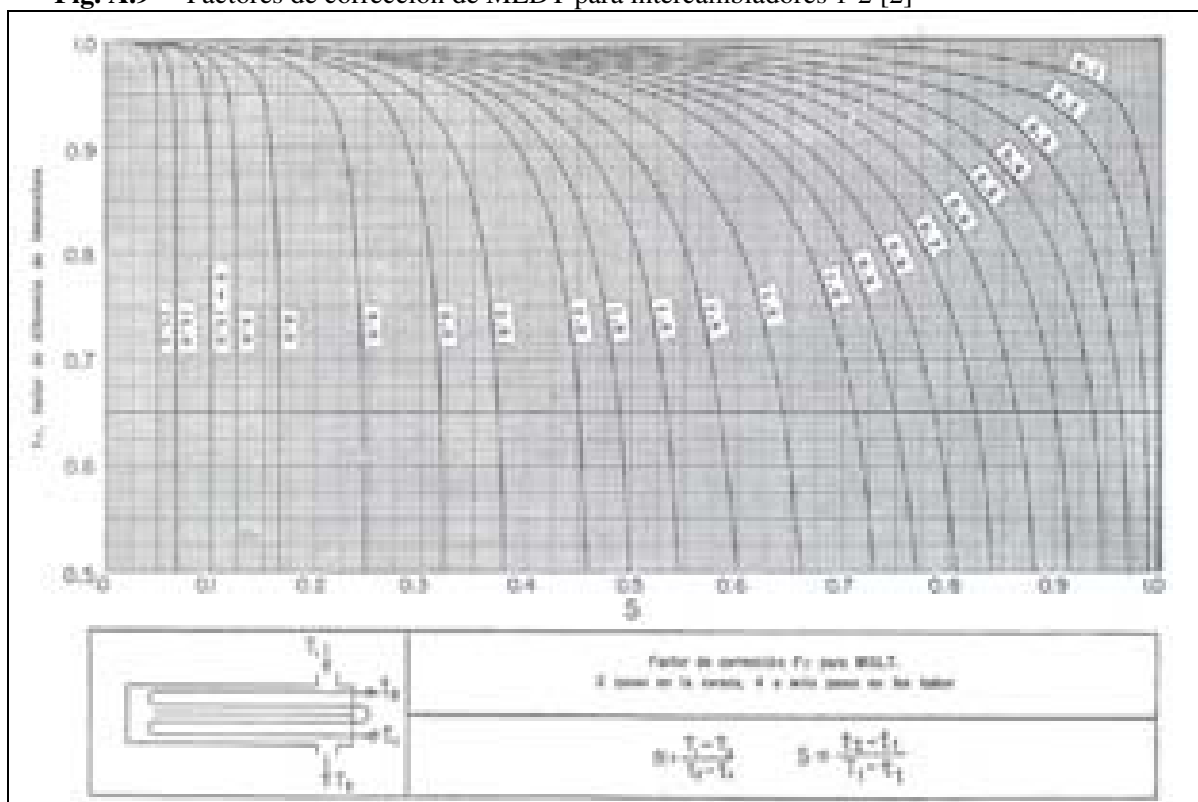


Fig. A.10 Factores de corrección de MLDT para intercambiadores 2-4 [2]

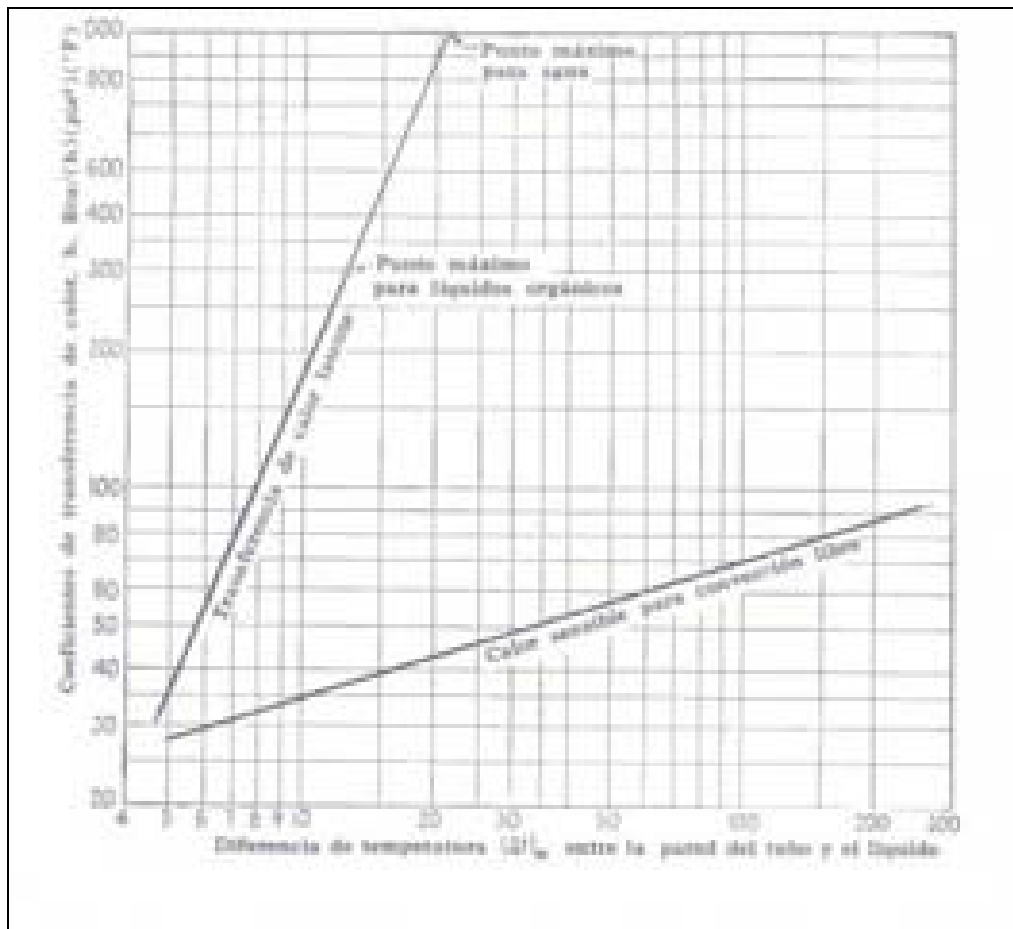


Fig. A.11 Coeficiente de película para calor sensible y ebullición con circulación natural [2]

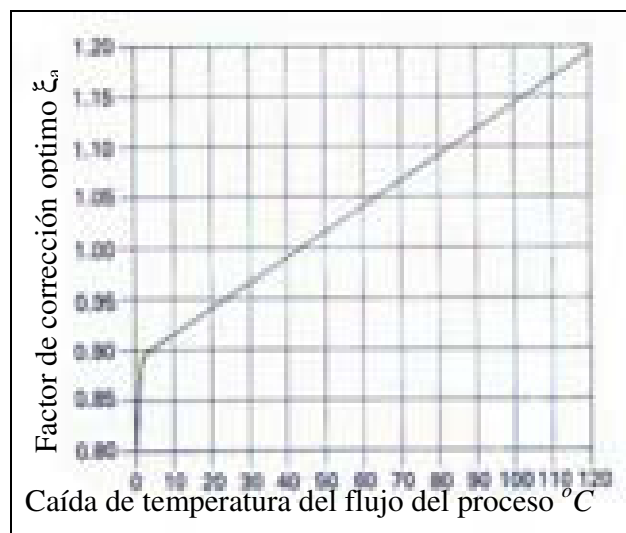


Fig. A.12 Factor de corrección para intercambiadores de aire [22]

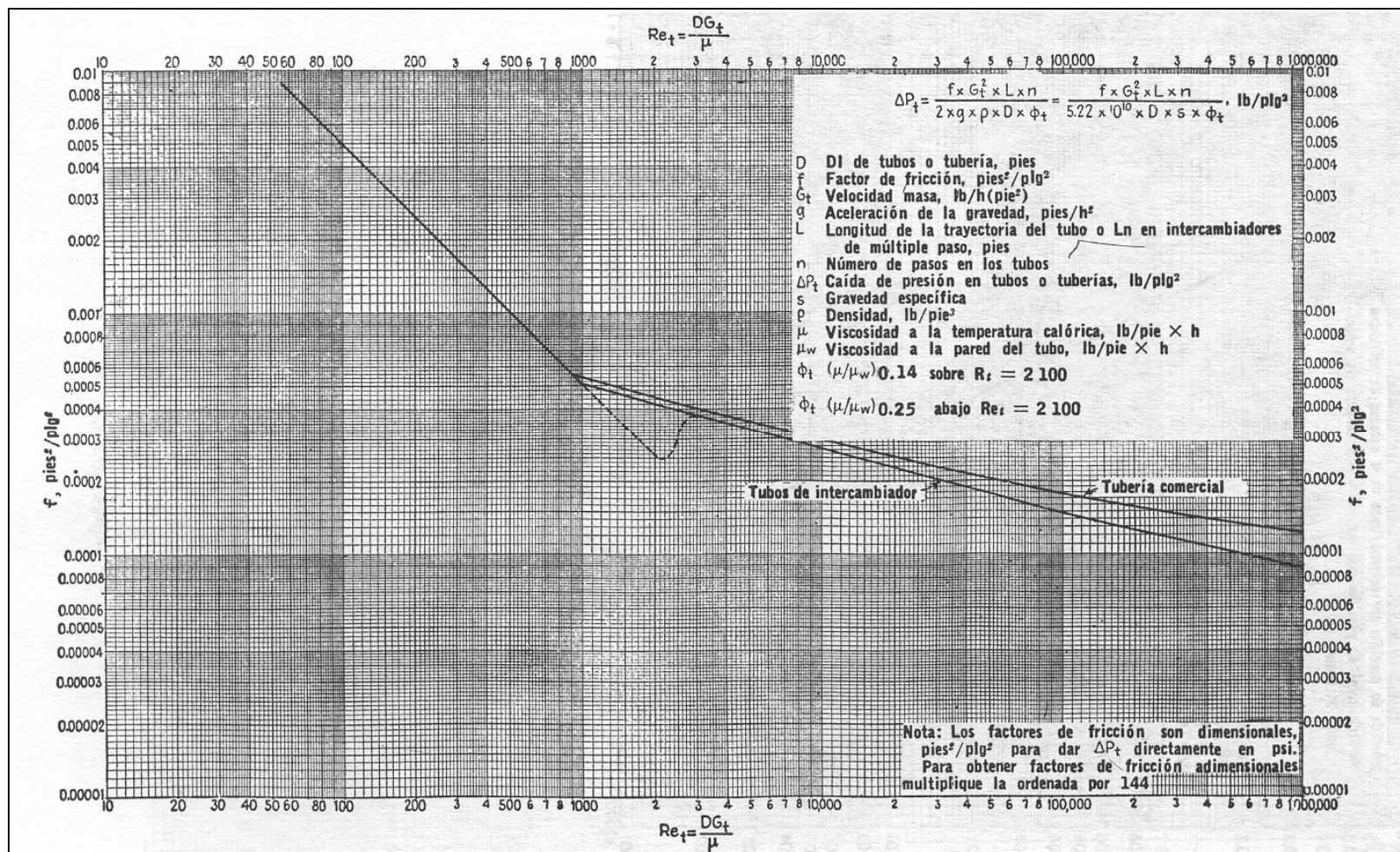


Fig. A.13 Factores de fricción del lado de los tubos [2]

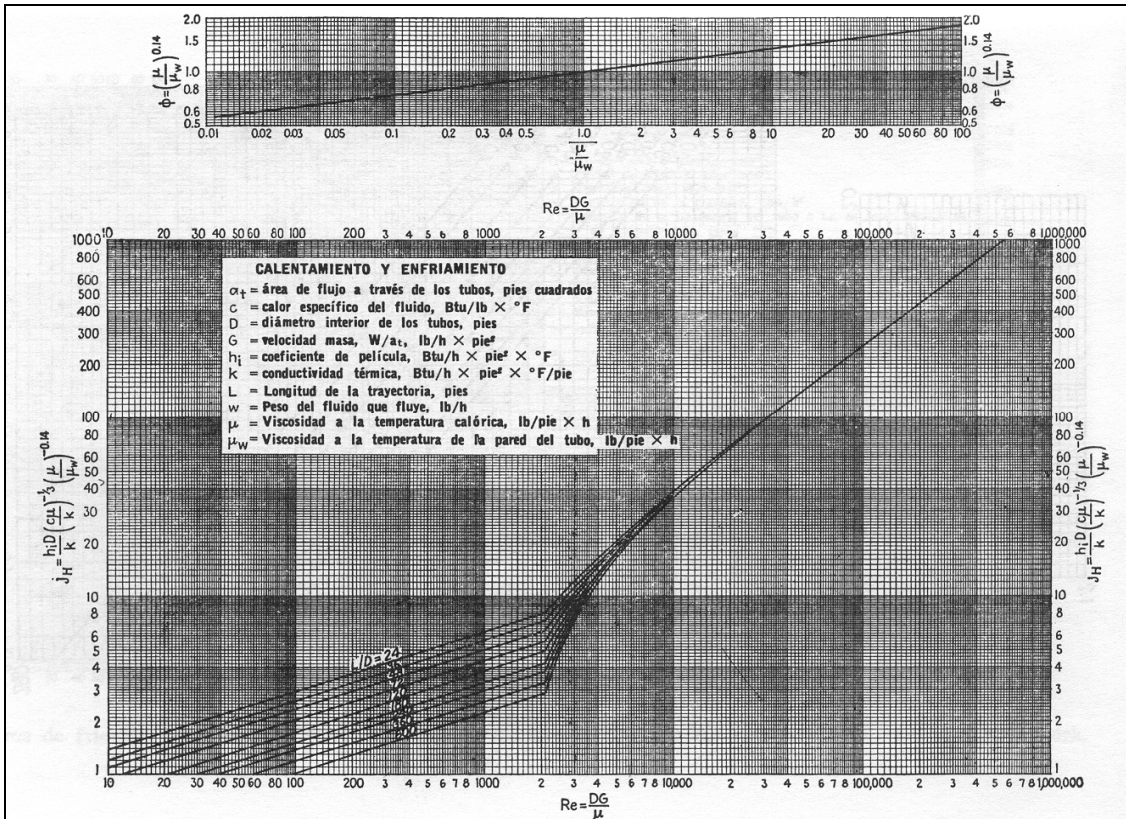


Fig. A.14 Curva de transferencia de calor del lado de los tubos [2]

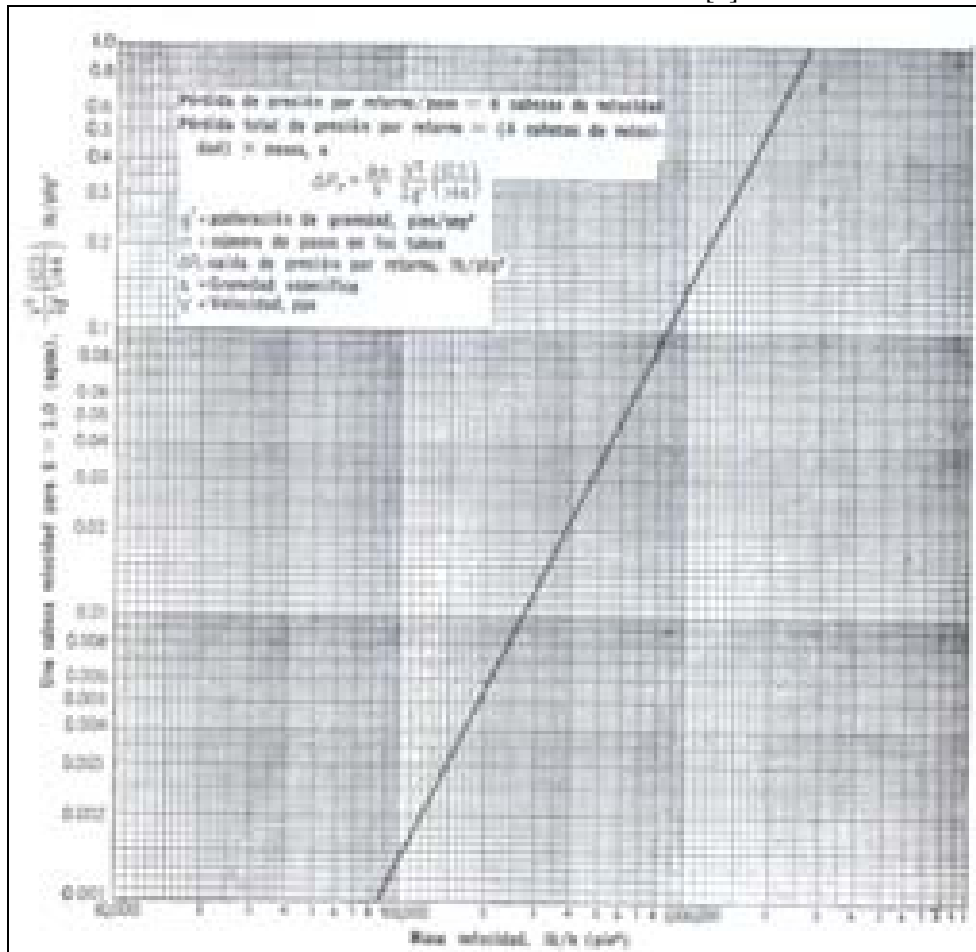


Fig. A.15 Caída de presión en el retorno de los tubos (codos) [2]

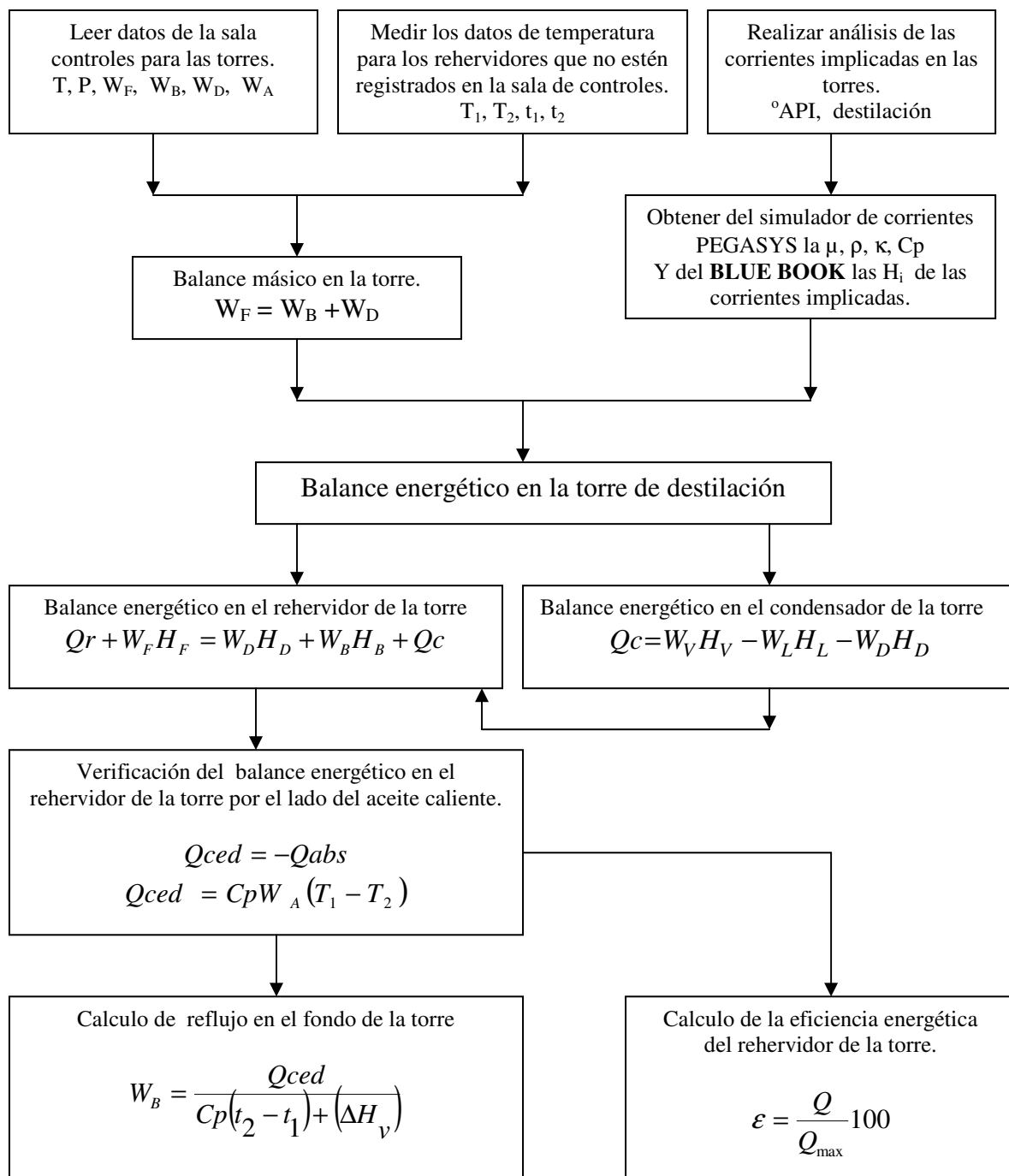


Fig. A.16 Metodología para el cálculo energético en las torres de destilación

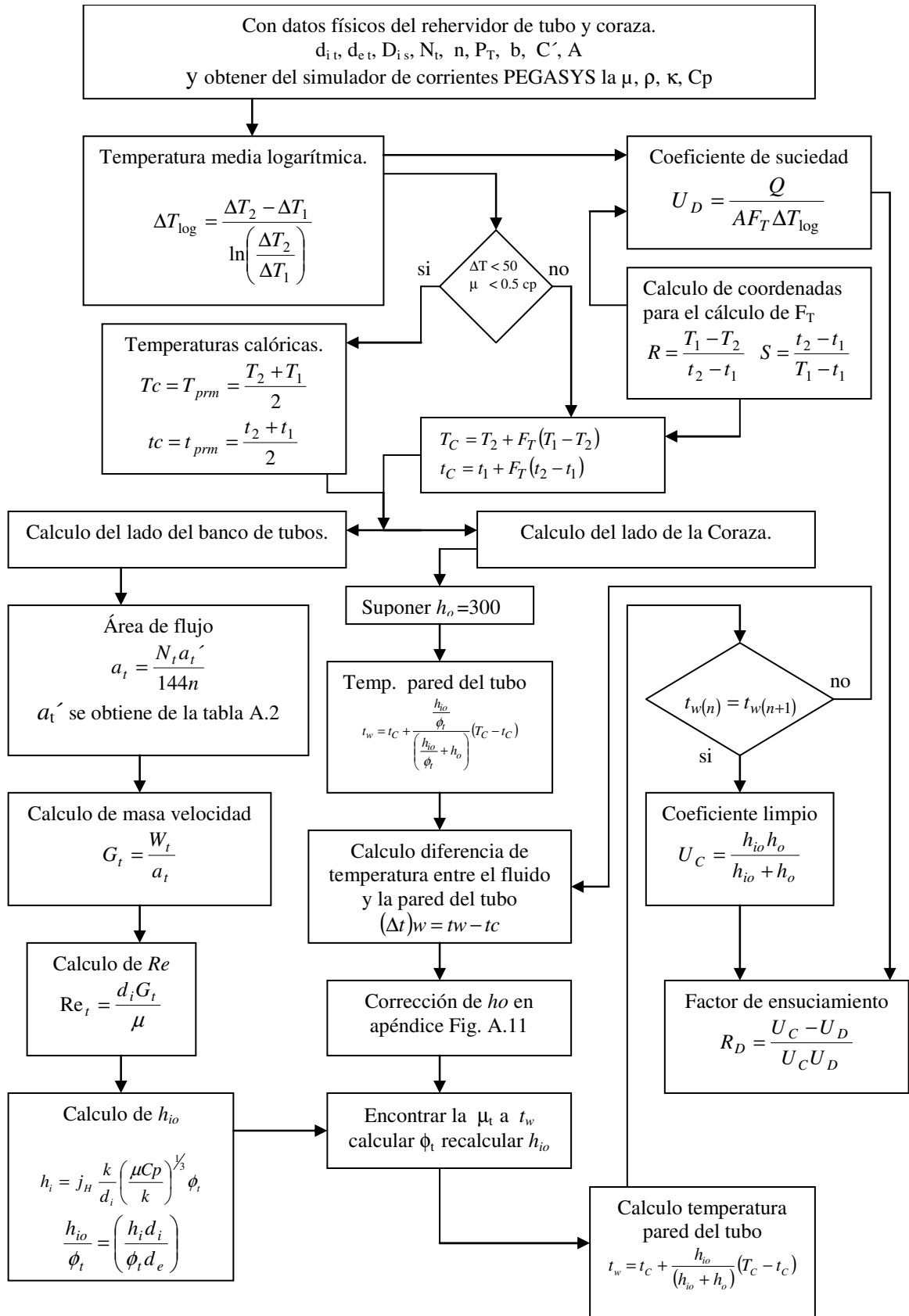


Fig. A.17(a) Flujo grama de cálculo para encontrar U_D , U_C y R_D de rehervidor

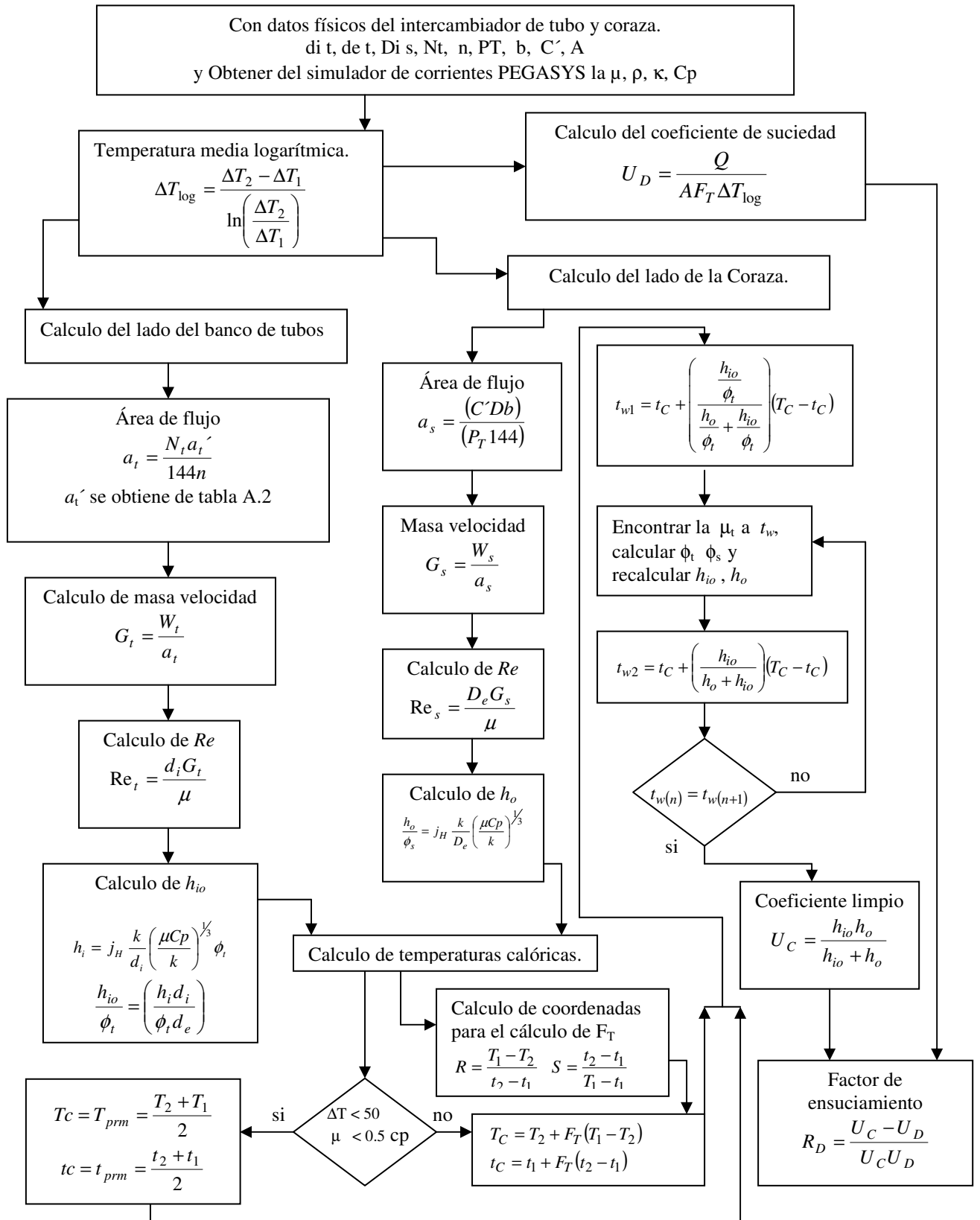


Fig. A.17 (b) Flujo grama de cálculo para encontrar U_D , U_C y R_D de intercambiador

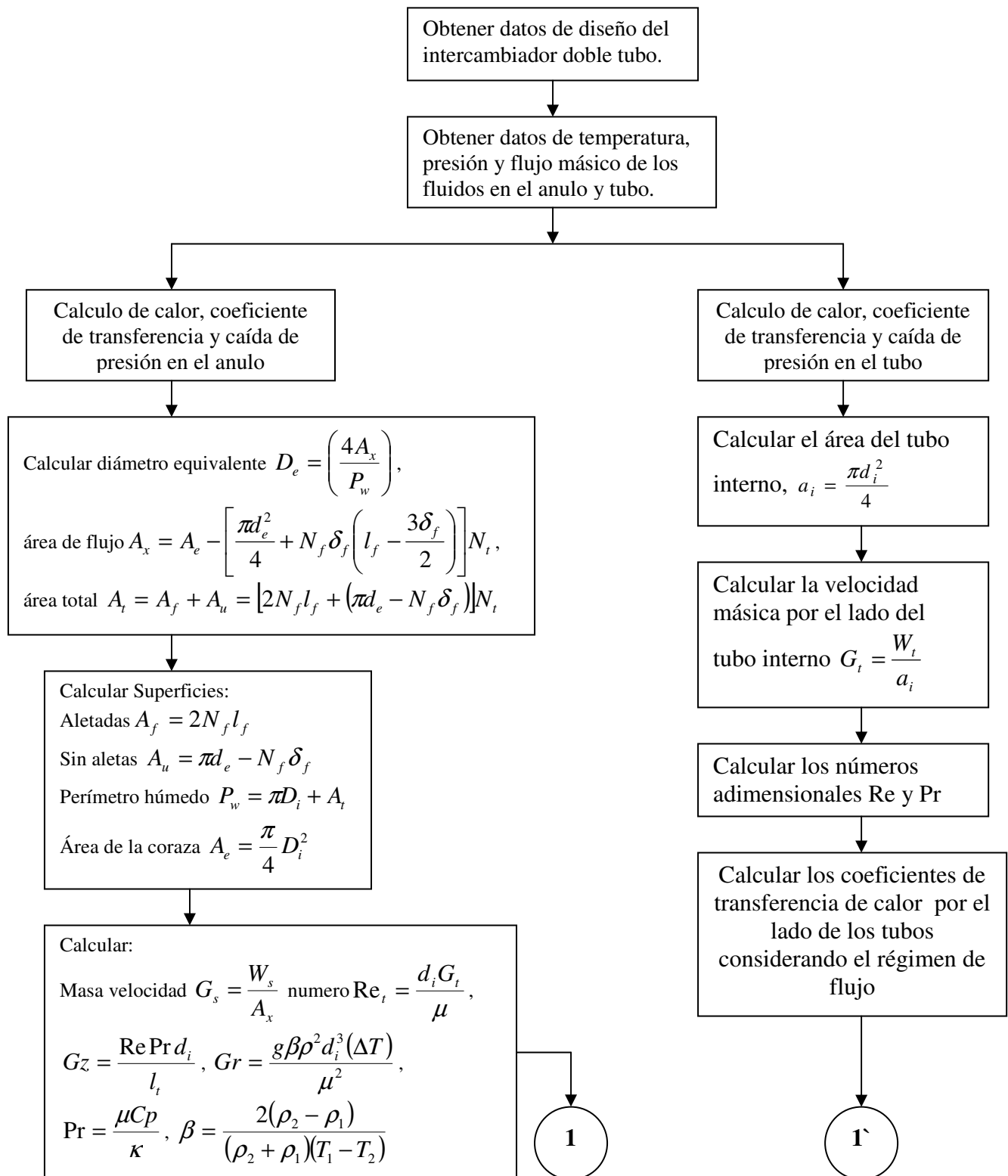


Fig. A.18 (a) Metodología para el cálculo del intercambiador tubo-tubo E-58

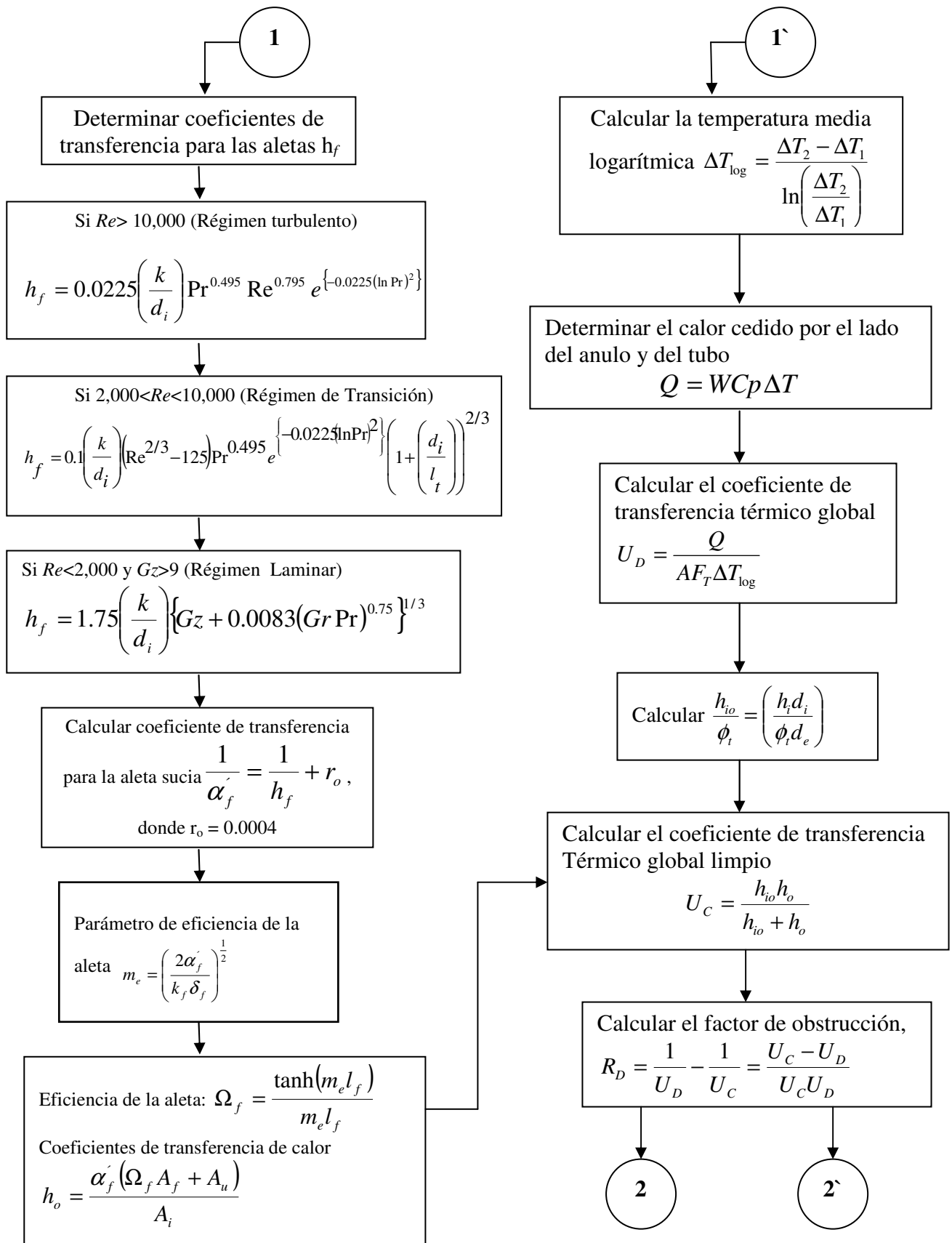


Fig. A.18 (b) Metodología para el cálculo del intercambiador tubo-tubo E-58

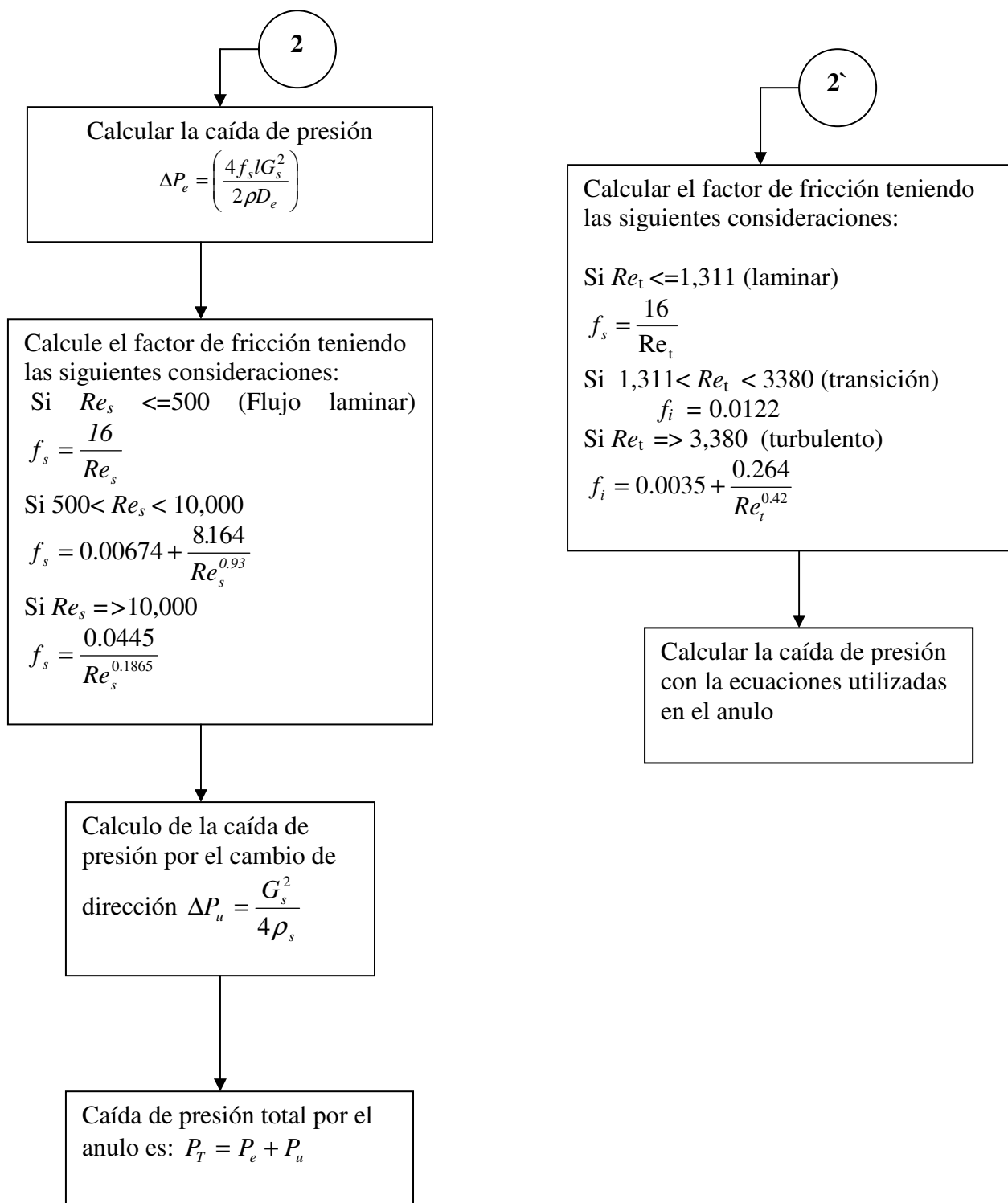


Fig. A.18 (c) Metodología para el cálculo del intercambiador tubo-tubo E-58

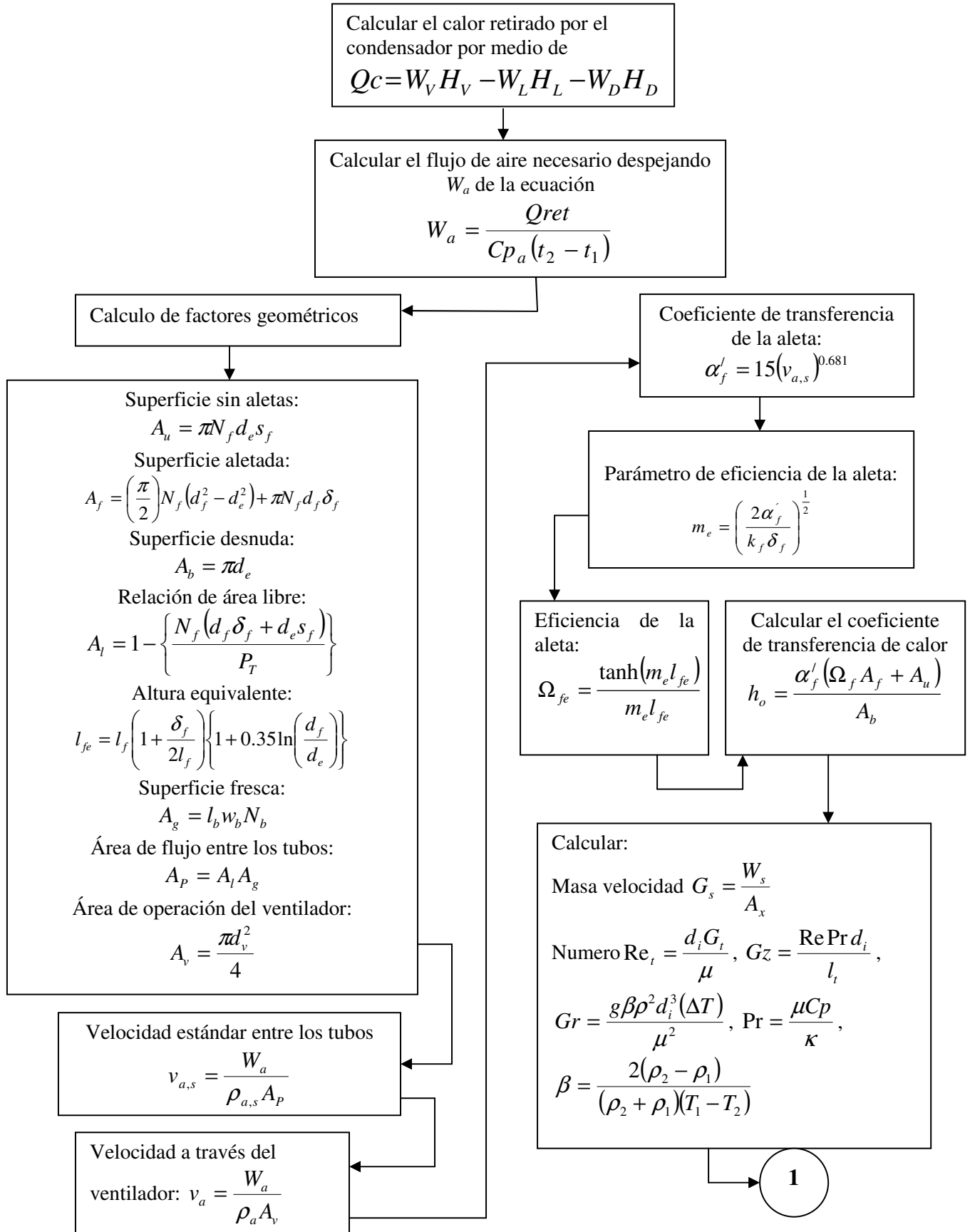


Fig. A.19 (a) Metodología para el cálculo del intercambiador de aire

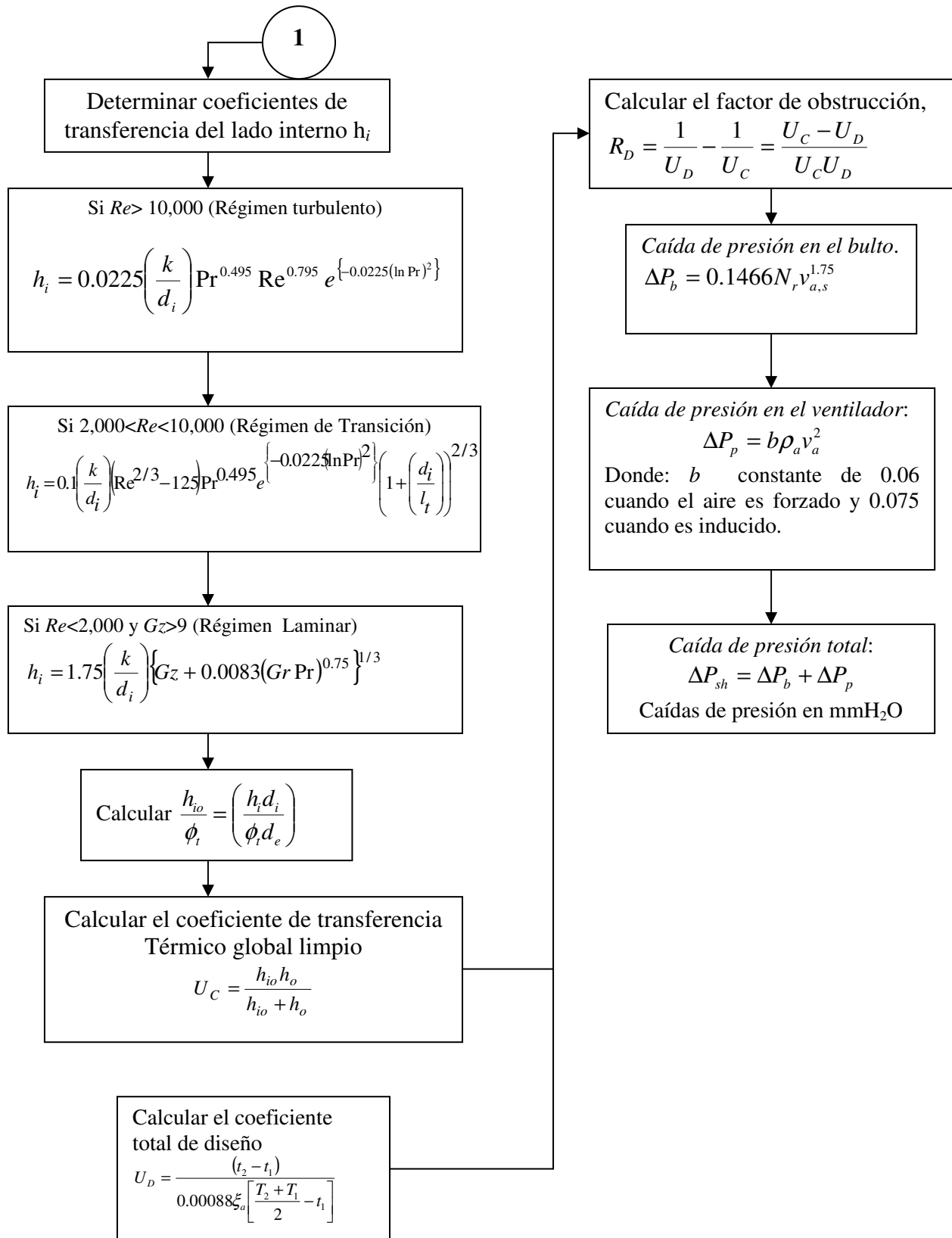


Fig. A.19 (b) Metodología para el cálculo del intercambiador de aire



Quest Consultants Inc.®

P.O. Box 721387
Norman, Oklahoma 73070-8069
Telephone: (405) 329-7475
FAX: (405) 329-7734
e-mail: webmaster@questconsult.com

Component id 51, Hydrogen(equilibrium), H₂ , mole fraction 0.0793237
Component id 1, Methane, CH₄ , mole fraction 0.1383989
Component id 2, Ethane, C₂H₆ , mole fraction 0.2472602
Component id 3, Propane, C₃H₈ , mole fraction 0.3279407
Component id 4, Isobutane, C₄H₁₀ , mole fraction 0.0652333
Component id 5, n-Butane, C₄H₁₀ , mole fraction 0.0918485
Component id 6, Isopentane, C₅H₁₂ , mole fraction 0.0028181
Component id 7, n-Pentane, C₅H₁₂ , mole fraction 0.0164910
Component id 231, 1,2-Pentadiene, C₅H₈ , mole fraction 0.0218140
Component id 8, n-Hexane, C₆H₁₄ , mole fraction 0.0088717

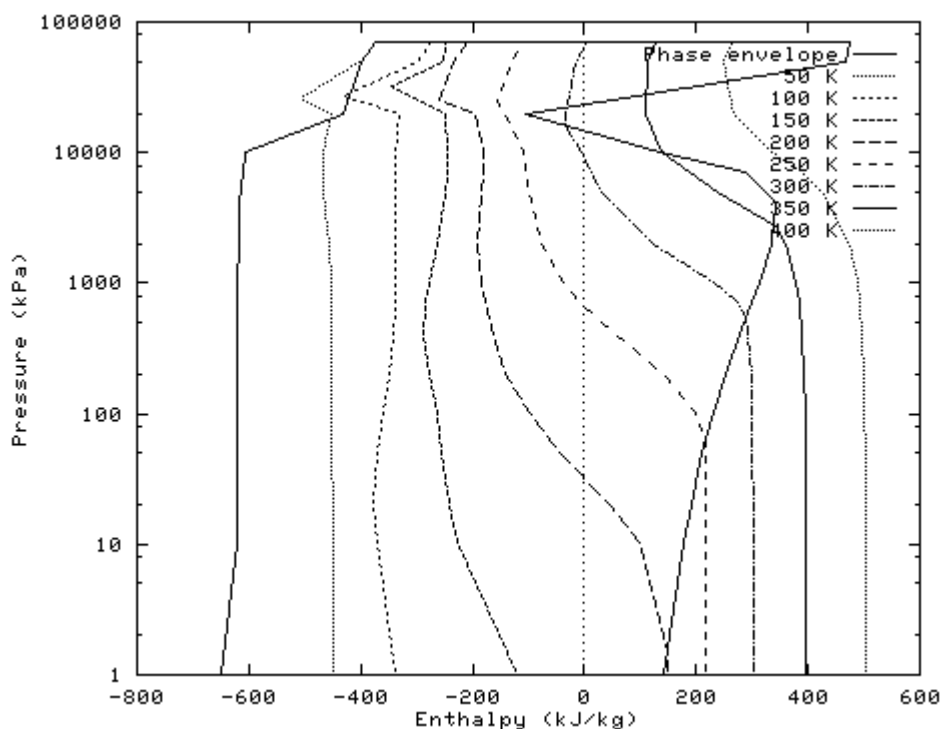


Fig. A.20 Diagrama de presión entalpía de mezcla de gases

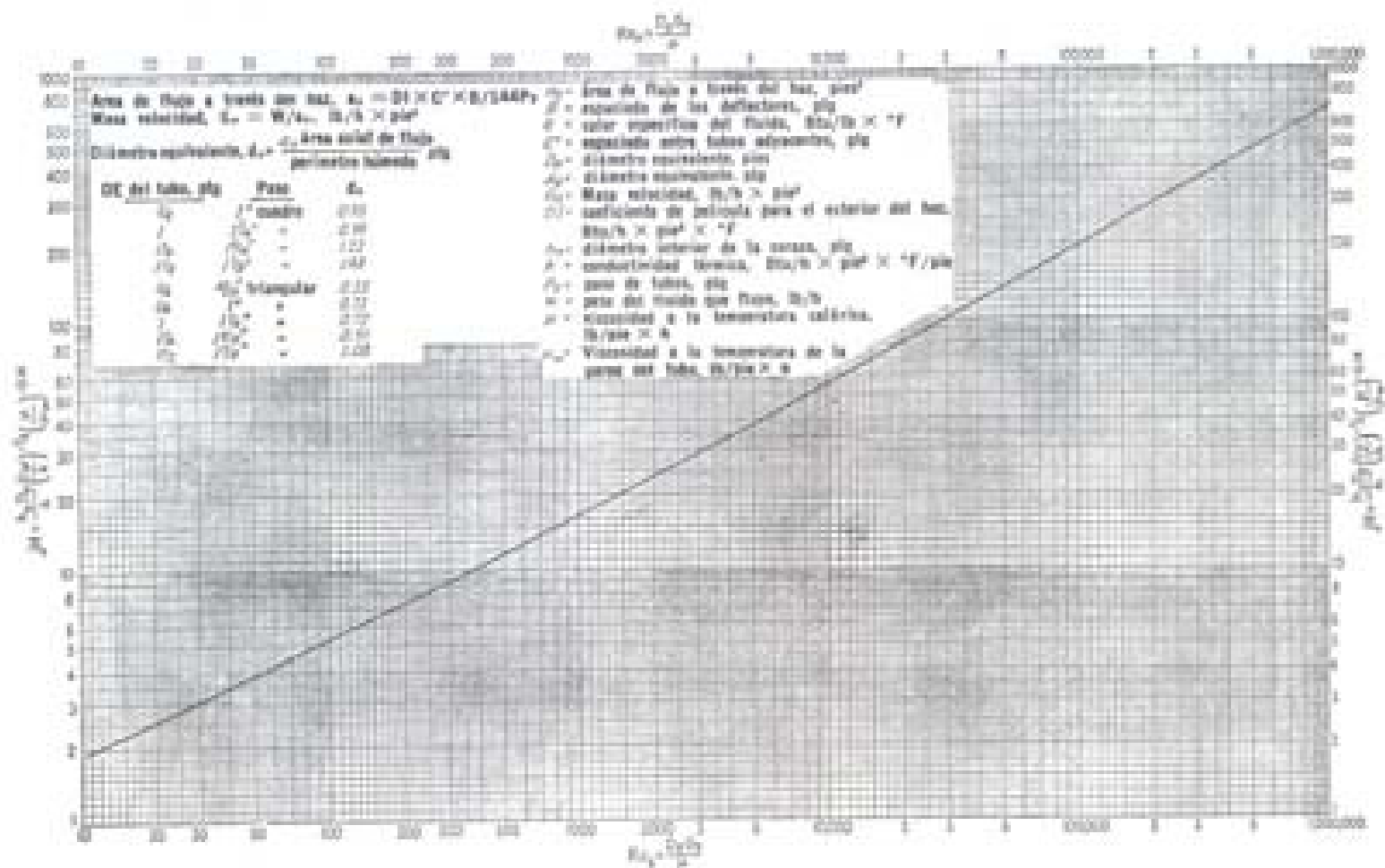


Fig. A. 21 Curva de transferencia de calor para el lado de la coraza [2]

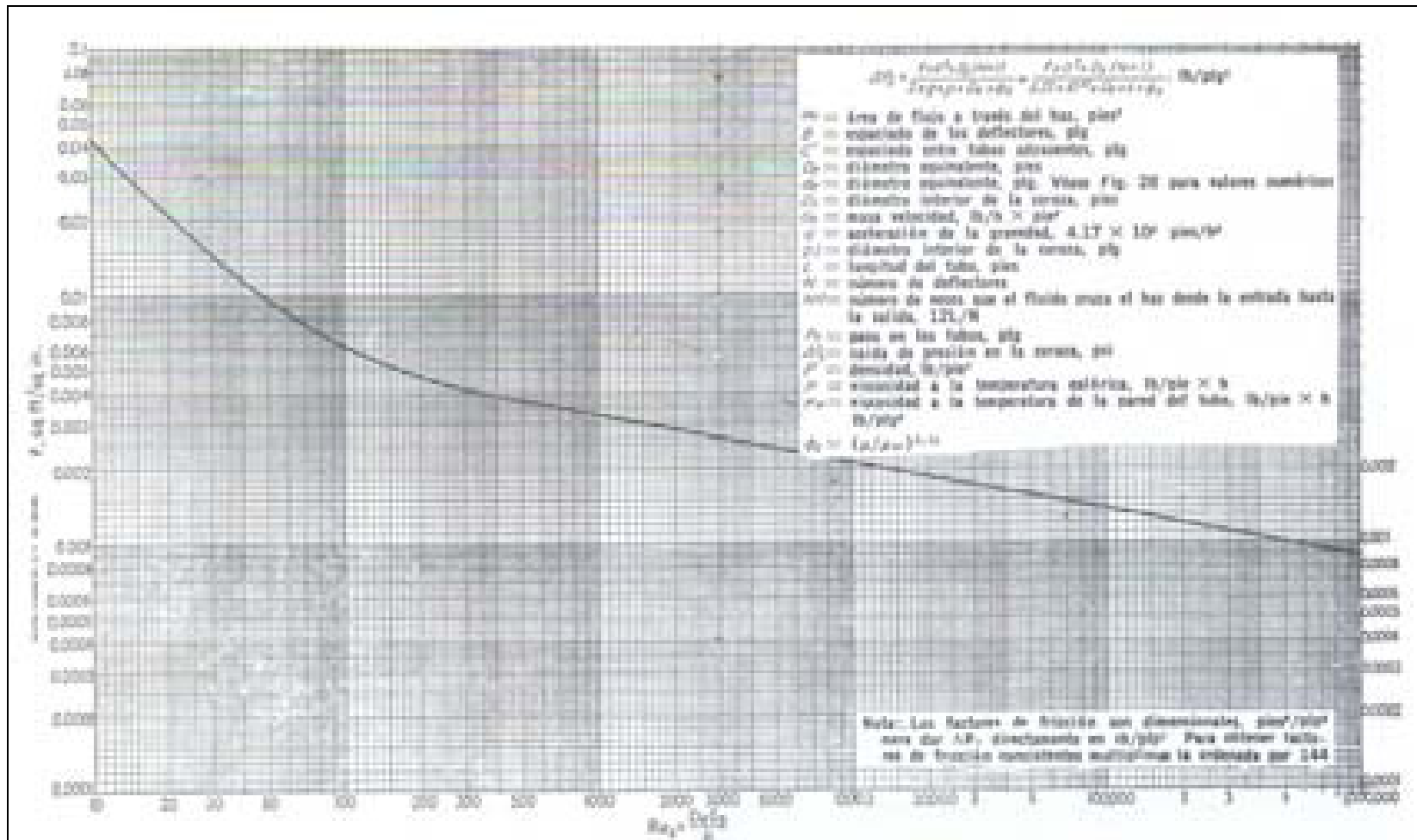


Fig. A. 22 Factores de fricción para el lado de la coraza [2]

Tubo externo				Máximo Nº de aletas	Diámetro externo del tubo interno						
	Espesor					Estándar			Altas presiones		
Diámetro nominal	Estándar	Altas presiones	Diámetro externo			Espesor del tubo	Altura de la aleta	Superficie (m²/m)	Espesor del tubo	Altura de la aleta	Superfic (m²/m)
2	3.91	5.54	60.3	20	25.4	2.77	11.1	2.77	1.05	9.5	0.92
3	5.49	-----	88.9	20	25.4	2.77	23.8	-----	2.07	-----	-----
3	5.49	7.62	88.9	36	48.3	3.68	12.7	5.08	2.13	11.1	1.90
3.5	5.74	8.08	101.6	36	48.3	3.68	19.05	5.08	3.05	15.9	2.59
3.5	5.74	8.08	101.6	40	60.3	3.91	12.7	5.54	2.41	11.1	2.16
4	6.02	8.56	114.3	36	48.3	3.68	25.4	5.08	3.96	22.2	3.50
4	6.02	8.56	114.3	40	60.3	3.91	19.05	5.54	3.43	15.9	2.92
4	6.02	8.56	114.3	48	73.0	5.16	12.7	7.01	2.90	9.5	2.29

Nota: Espesor del tubo externo = Cédula 40 (Estándar) Cédula 80 (Altas presiones)

Tabla: A.1 Dimensiones para intercambiadores 1/1 doble tubo [22]

Dimensiones del tubo (mm)			Área por metro de longitud (m ² /m)		Área de flujo interno (m ²)	Dimensiones del tubo (plg)		
d _o	d _i	espesor	externo	interno		d _o	d _i	BWG
15.875	10.335	2.77	0.0499	0.0325	0.839×10^{-4}	5/8	0.407	12
15.875	11.655	2.11	0.0499	0.0366	1.067×10^{-4}	5/8	0.459	14
15.875	12.575	1.65	0.0499	0.0395	1.241×10^{-4}	5/8	0.495	16
15.875	13.395	1.24	0.0499	0.0421	1.407×10^{-4}	5/8	0.527	18
15.875	14.095	0.89	0.0499	0.0443	1.561×10^{-4}	5/8	0.555	20
19.05	12.25	3.40	0.0598	0.0385	1.177×10^{-4}	3/4	0.482	10
19.05	13.51	2.77	0.0598	0.0424	1.434×10^{-4}	3/4	0.532	12
19.05	14.83	2.11	0.0598	0.0466	1.728×10^{-4}	3/4	0.584	14
19.05	15.75	1.65	0.0598	0.0495	1.948×10^{-4}	3/4	0.620	16
19.05	16.57	1.24	0.0598	0.0520	2.154×10^{-4}	3/4	0.652	18
19.05	17.27	0.89	0.0598	0.0543	2.343×10^{-4}	3/4	0.680	20
25.40	18.60	3.40	0.0584	0.0584	2.715×10^{-4}	1	0.732	10
25.40	19.86	2.77	0.0584	0.0624	3.099×10^{-4}	1	0.782	12
25.40	21.18	2.11	0.0584	0.0665	3.524×10^{-4}	1	0.834	14
25.40	22.10	1.65	0.0584	0.0694	3.835×10^{-4}	1	0.870	16
25.40	22.92	1.24	0.0584	0.0720	4.123×10^{-4}	1	0.902	18
25.40	23.62	0.89	0.0584	0.0742	4.383×10^{-4}	1	0.930	20
31.75	24.95	3.40	0.0784	0.0784	4.886×10^{-4}	1.1/4	0.982	10
31.75	26.21	2.77	0.0784	0.0823	5.397×10^{-4}	1.1/4	1.032	12
31.75	27.53	2.11	0.0784	0.0865	5.954×10^{-4}	1.1/4	1.084	14
31.75	28.45	1.65	0.0784	0.0894	6.356×10^{-4}	1.1/4	1.120	16
31.75	29.27	1.24	0.0784	0.0919	6.723×10^{-4}	1.1/4	1.152	18
31.75	29.97	0.89	0.0784	0.0942	7.058×10^{-4}	1.1/4	1.180	20

Tabla A.2 Características de los tubos de intercambiadores de calor [22]

APÉNDICE B

Datos recolectados directamente de la planta
(Ver CD-ROM)

APENDICE C

**Ejemplo de cálculos realizados en los diferentes tipos de equipos
(EXXSOL D60 del 22 de Junio 2004)**

C.1 Cálculo energético en las torres de destilación T-802 y rehervidor E-28

T-802	Temp. <i>F</i>	Flujo Vol. <i>bls/d</i>	Presión <i>psig</i>
W_F	85	729	150
W_B	517	174	18
$W_{B\ e}$	490	--	18
$W_{B\ r}$	517.0	--	17
W_D	95.0	547	50
W_L	95.0	458	50
W_V	412.0	--	8
W_{Ae}	601.0	--	50
W_{As}	533.0	9,034	50

Tabla C.1: Condiciones de operación torres T-802

Muestra % de Rec.	# 26 Temp. <i>F</i>	# 88 Temp. <i>F</i>	# 89 Temp. <i>F</i>	Aceite caliente Temp. <i>F</i>
IBP	348.0	332.0	448.5	323
5%	368.0	341.3	455.1	415
10%	374.0	348.1	456.8	455
20%	383.0	357.6	458.0	484
30%	393.0	362.9	459.8	504
40%	402.0	367.1	461.3	526
50%	411.0	373.2	463.3	546
60%	421.0	379.1	465.8	568
70%	432.0	385.2	469.9	594
80%	444.0	392.8	476.2	625
90%	462.0	401.1	488.0	674
95%	477.0	406.6	502.6	716
FBP	510.0	426.7	536.4	730
$^{\circ}API$	42.4	44.9	38.7	33.8
s	0.8137	0.8022	0.8312	0.8560
Densidad Kg/m^3 a $15^{\circ}C$	813.3	801.8	831	855.6

Tabla C.2: Caracterización de Corrientes involucradas en la torre T-802

Balance másico en la torre de destilación T-802

$$W_F = W_B + W_D$$

La densidad en $lb./pie^3$ es obtenida por medio de un sistema de caracterización de corrientes a las condiciones de operación de la torre. Conociendo los flujos volumétricos de operación de la torre y las densidades de las corrientes se obtiene el flujo másico.

T-802	Flujo Vol. <i>bls/d</i>	Densidad <i>lb./pie³</i>	Flujo másico <i>lb./d</i>
W_F	729	50.15	205,274
W_B	174	39.34	38,434
W_D	547	49.08	150,740
W_L	458	49.08	126,214
W_V	77,495	0.64	276,953

Tabla
másicos en las corrientes para el balance másico

C.3: Flujos

$$205,274lb./d = (38,434 + 150,740)lb./d$$
$$205,274lb./d \neq 189,174lb./d$$

Como el balance másico presenta una desviación debido a la variación de los flujos en los indicadores automáticos del sistema de control automático se calcula el porcentaje de error en el balance másico de la torre.

$$\%error = \left(\frac{W_F - (W_B + W_D)}{W_F} \right) \times 100$$

$$\%error = \left(\frac{205,274lb./d - 189,174lb./d}{205,274lb./d} \right) \times 100 = 7.84$$

Balance energético en la torre de destilación T-802

Las entalpías de las corrientes son obtenidas utilizando las curvas para entalpías de fracciones de hidrocarburos en el Apéndice A figuras A.5 hasta la A.8, utilizando la destilación y las condiciones de operación de la torre.

T-802	Entalpías (H_i) <i>Btu/lb.</i>
W_F	185
W_B	415
$W_{B e}$	415
$W_{B r}$	530
W_D	200
W_L	200
W_V	505

Tabla C.4: Entalpías de corrientes en la torre T-802

Calculamos el calor en el condensador por medio de la siguiente ecuación,

$$Q_c = W_V H_V - W_L H_L - W_D H_D$$

$$Q_c = 276,953 \frac{lb.}{d} \times 505 \frac{Btu}{lb.} - 126,214 \frac{lb.}{d} \times 200 \frac{Btu}{lb.} - 150,740 \frac{lb.}{d} \times 200 \frac{Btu}{lb.}$$

$$Q_c = 8.447 \times 10^7 \frac{Btu}{d} = 3.52 \times 10^6 \frac{Btu}{h}$$

Para calcular el calor absorbido por la torre se utilizara la ecuación

$$Q_r + F \times H_F = D \times H_D + B \times H_B + Q_c$$

Despejando Q_r para la torre nos queda:

$$Q_r = D \times H_D + B \times H_B + Q_c - F \times H_F$$

$$Q_r = 150,740 \frac{lb.}{d} \times 200 \frac{Btu}{lb.} + 691,343 \frac{lb.}{d} \times 425 \frac{Btu}{lb.} + 8.447 \times 10^7 \frac{Btu}{d} - 205,274 \frac{lb.}{d} \times 185 \frac{Btu}{lb.}$$

$$Q_r = 3.86 \times 10^6 \frac{Btu}{h}$$

Para confirmar el resultado del calor obtenido en la torre se realizara el balance calor cedido por el aceite caliente.

Calor en el rehervidor (E-28) de la torre T-802 lado de los tubos

$$Q_{ced} = -Q_{abs}$$

$$Q_r = Q_{ced}$$

Pero,

$$Q_r = W_A C_p \Delta T$$

y,

$$Q_{ced} = Q_{abs} = W_B C_p \Delta T + \Delta H_v$$

Propiedades del Aceite caliente:

W_A : flujo másico del aceite caliente 2,080,711 lb./d

$$\Delta T = T_1 - T_2$$

T_1 : Temperatura de entrada del aceite caliente al rehervidor 601°F

T_2 : Temperatura de salida del aceite caliente del rehervidor 533°F

C_p : Capacidad calorífica del aceite caliente 0.7195 Btu / lb.F

$$Q_r = (2,289,616 \frac{lb.}{d} \times 0.67 \frac{Btu}{lb.F} \times (583.3 - 523.8) F) \times \frac{d}{24h}$$

$$Q_r = 4.24 \times 10^6 \frac{Btu}{h}$$

Con el calor cedido por el rehervidor se calcula el reflujo en el fondo de la torre.

$$W_B = \frac{Q_{ced}}{C_p(t_2 - t_1) + (\Delta H_v)}$$

C_p : Capacidad calorífica de la corriente de fondo 0.7012 Btu / lb.F

t_2 : Temperatura de salida del rehervidor lado de la coraza 517°F

t_1 : Temperatura de entrada del rehervidor lado de la coraza 415°F

$$W_B = \frac{4.24 \times 10^6 \frac{Btu}{h}}{0.7012 \frac{Btu}{lb.F} (517 - 490) F + (530 - 415) \frac{Btu}{lb.}}$$

$$W_B = 31,670 \frac{lb.}{h} = 3,366 \frac{bls}{d}$$

Cálculo de la eficiencia energética del rehervidor de la torre T-802

Como observamos el calor cedido es mayor que el calor absorbido, esto debido a pérdidas de calor al ambiente, para obtener la eficiencia energética o la capacidad actual de trabajando.

$$\varepsilon = \frac{Q_r}{Q_{max}} 100$$

$$\varepsilon = \frac{4.24 \times 10^6}{8.383 \times 10^6} \times 100 = 50.6\%$$

Cálculo de coeficientes térmicos y factor de ensuciamiento en el rehervidor E-28

Los datos de diseño del intercambiador son obtenidos del catalogo mecánico del equipo.

Lado de los tubos		
Longitud tubo	l (pie)	20
Diámetro externo	d_{ie} (plg)	0.75
Diámetro interno	d_{ii} (plg)	0.584
Número de tubos	N_t	304
Número de pasos	n	4
Área de flujo por tubo	a'_t (plg ²)	0.268
Área de flujo	a_t (pie ²)	0.14
Lado de la coraza		
Diámetro interno coraza	D (plg)	28.78125
Espaciado entre deflectores	B (plg)	20
Espaciado entre tubos	Pt (plg)	1
Espaciados entre tubos	C'	0.25

Tabla C.5: Datos de físicos de intercambiador E-28 [9]

Con los datos de temperaturas obtenidas en la tabla C.1 se calcula la temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

ΔT_1 : Diferencia de temperaturas frías

ΔT_2 : Diferencia de temperaturas calientes

T_1 : Temperatura de entrada al rehervidor lado de los tubos 601 F

T_2 : Temperatura de salida del rehervidor lado de los tubos 533 F

t_a : Temperatura de entrada al rehervidor lado de la coraza 490 F

t_2 : Temperatura de salida al rehervidor lado de la coraza 517 F

$$\Delta T_{\log} = \frac{(601 - 517) - (533 - 490)}{\ln\left(\frac{601 - 517}{533 - 490}\right)} = 61.23$$

Como la viscosidad del aceite caliente a la temperatura promedio es menor que 0.5 cp y como su variación es despreciable respecto al cambio de temperatura, entonces se calculan las temperaturas calóricas frías y calientes como la temperatura promedio.

$$T_c = T_{prm} = \frac{T_2 + T_1}{2} = \frac{501 + 533}{2} = 567 \text{ } F$$

$$t_c = t_{prm} = \frac{t_2 + t_1}{2} = \frac{517 + 490}{2} = 503.5 \text{ } F$$

Luego se calculan las coordenadas R y S para determinar el factor de corrección de la media logarítmica en la Fig. A.9 del apéndice A

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{68}{27} = 2.52 \approx 3$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{27}{111} = 0.243 \approx 0.2$$

$$F_c = 0.8$$

Cálculo por el lado de los tubos

Área total de flujo:

$$a_t = \frac{Na_t}{144n} = \frac{304 \times 0.268}{144 \times 4} = 0.14 \text{ pie}^2$$

Calculo de masa velocidad

$$G_t = \frac{W}{a_t} = \frac{2,080,711 \text{ lb./d}}{0.14 \text{ pie}^2} \times \frac{d}{24h} = 612,935 \frac{\text{lb.}}{\text{pie}^2 \times h}$$

con la viscosidad del aceite caliente obtenida con el caracterizador de corrientes se encuentra el número de Reynold

$$\mu = 0.534 \text{ lb./pie } h$$

$$Re_t = \frac{d_i G_t}{\mu} = \frac{0.584 \times 612,935}{0.534} = 55,861$$

Con el número de Reynold determinamos el factor de transferencia de calor jH en la Fig. A.14 del Apéndice A.

$$jH = 148$$

la conductividad térmica la obtenemos del caracterizador de corrientes

$$k = 0.0507$$
$$\phi_t = 1$$

Luego se calcula el coeficiente de calor h_i

$$h_i = j_H \frac{k}{d_i} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{1/3} \phi_t$$
$$h_i = 148 \frac{0.0507}{0.584} \left(\frac{0.534 \times 0.7195}{0.05707} \right)^{1/3} 1 = 303 \frac{\text{Btu}}{\text{hpie}^2 F}$$

Con este valor obtenemos el coeficiente de transferencia de calor h_{io}

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \left(\frac{h_i d_i}{\phi_t d_e} \right)$$
$$h_{io} = \left(\frac{303 \times 0.584}{0.75} \right) \times 1 = 236 \frac{\text{Btu}}{\text{hpie}^2 F}$$

Cálculo por el lado de la coraza

Suponemos un $h_o = 300 \text{ Btu/hpie}^2 F$ para calcular la temperatura de la pared del tubo.

$$t_w = t_c + \frac{\frac{h_{io}}{\phi_t}}{\left(\frac{h_{io}}{\phi_t} + h_o \right)} \times (T_c - t_c)$$

$$t_w = 503.5 + \frac{236}{(303 + 236)} \times (303 - 236)$$

$$t_w = 531.4$$

Con la temperatura de la pared se encuentra la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared

$$(\Delta t)_w = t_w - t_c$$

$$(\Delta t)_w = 531.4 F - 503.5 F = 27.9 F$$

Con este resultado hacemos una corrección de h_o por medio de la Fig.A.11, como el valor encontrado en la gráfica es mayor que el h_o supuesto entonces utilizamos

$$h_o = 300 \text{ Btu/hpie}^2 F$$

Cálculo del coeficientes de transferencia de calor total limpio

Como se explico anteriormente la viscosidad del aceite caliente no cambia significativamente con el cambio de temperatura en el intercambiador por tal razón con los valores obtenidos de h_{io} y h_o procedemos a calcular el coeficiente de transferencia de calor total limpio U_c

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{236 \times 300}{236 + 300} = 132.03 \frac{Btu}{hpie^2 F}$$

Calculo de los coeficientes de transferencia de calor total sucio

$$U_D = \frac{Q_r}{AF_T \Delta T_{\log}} = \frac{4.24 \times 10^6 \frac{Btu}{h}}{1165 pie^2 \times 0.79 F \times 61.23} = 75.27 \frac{Btu}{hpie^2 F}$$

Calculo del factor de ensuciamiento

$$R_D = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{132.03 - 75.27}{132.03 \times 75.27} = 0.0037 \frac{hpie^2 F}{Btu}$$

Comprobación de flujo máximo de Calor:

$$\frac{Q_r}{A} = \frac{4.24 \times 10^6 \frac{Btu}{h}}{1,165 pie^2} = 3,265 \frac{Btu}{hpie^2}$$

El valor máximo permitido según Donald K. es de 20,000 $Btu/h pie^2$ por tanto no lo excede.

Cálculo de la caída de presión por el lado de los tubos.

En los rehervidores la caída de presión por el lado de la coraza es despreciable, solamente se calcula por el lado de los tubos. Sin embargo, en los intercambiadores de tubo coraza, si se calcula la caída de presión por ambos lados siguiendo la siguiente secuencia.

Utilizando el número de Reynolds por los tubos, se encuentra el factor de fricción (f_i) en el apéndice A Fig. A.13 por el lado de los tubos, luego determinamos la caída de presión por los tubos.

$$\Delta P_t = \frac{f_i G_t^2 l n}{5.22 \times 10^{10} d_{ii} g s \phi}$$

Donde:

l : longitud de los tubos 20 pie

n : numero de pasos 4

d_{ii} : diámetro interno de los tubos 0.584 plg

s : gravedad específica del aceite caliente 0.850

$$\Delta P_t = \frac{0.00017 \times 612,935^2 \times 20 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times \frac{0.584}{12} \times 0.850 \times 1} = 2.35 \text{ psi}$$

Con el valor de masa velocidad G_t obtenemos la expresión cabeza velocidad $\frac{V^2}{2g}$ en el

apéndice A Fig. A.15, con este valor determinamos la caída de presión en el retorno de los tubos (codos).

$$\Delta P_r = \left(\frac{4n}{gs} \right) \times \left(\frac{V^2}{2g} \right) = \left(\frac{4 \times 4}{0.850} \right) \times 0.12290 = 2.30 \text{ psi}$$

La caída de presión total es:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r = 2.35 + 2.30 = 4.65 \text{ psi}$$

C.2 Cálculo en intercambiador de calor de aire inducido E-16 de la torre T-802

Los dos tipos más comunes son los de aire forzado e inducido. El primero empuja el aire con un ventilador a través de un banco de tubos aletados. El segundo succiona el aire a través del banco de tubos. El intercambiador de calor E-16 es del segundo tipo.

Una vez que se ha calculado el calor retirado por el condensador en la torre por medio de la ecuación:

$$Q_{ret} = Q_c = W_v H_v - W_L H_L - W_D H_D$$

Calculamos el flujo de aire necesario despejando W_a de la ecuación

$$Q_{ret} = W_a C_{p_a} (t_2 - t_1)$$

$$W_a = \frac{Q_{ret}}{C_{p_a} (t_2 - t_1)}$$

Donde:

t_1 : Es la temperatura de entrada del aire 85 F

t_2 : Es la temperatura de salida del aire 215 F

C_p : Es la capacidad calorífica del aire 0.2397 Btu / lb.F

$$W_a = \frac{3.52 \times 10^6 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{0.2397 \frac{\text{Btu}}{\text{lb.F}} \times (215 - 85) \text{F}} = 112,937 \frac{\text{lb.}}{\text{h}} = 14.24 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Datos de construcción	Sistema inglés	SI
Número de bultos	1	1
Ancho del bulto	2.854 <i>pie</i>	0.87 <i>m</i>
Largo del bulto	29.833 <i>pie</i>	9.09 <i>m</i>
Numero de filas	5	5
Numero de tubos por bulto	168	168
BWG	12	12
Diámetro externo del tubo	1 <i>plg</i>	0.0254 <i>m</i>
Diámetro interno del tubo	0.782 <i>plg</i>	0.01986 <i>m</i>
Superficie de área por longitud de tubo	0.2618 <i>pie</i> ² / <i>pie</i>	0.0798 <i>m</i> ² / <i>m</i>
Área de flujo por el tubo	0.479 <i>plg</i> ²	3.09E-04 <i>m</i> ²
Longitud del tubo	30 <i>pie</i>	9.14 <i>m</i>
Área efectiva total	1,319 <i>pie</i> ²	122.6 <i>m</i> ²
Numero de ventilador por bulto	2	2
Superficie total	22,137 <i>pie</i> ²	2,057 <i>m</i> ²
Diámetro interno del Ventilador	14.0 <i>pie</i>	4.26 <i>m</i>
Diámetro externo	2.25 <i>plg</i>	0.05715 <i>m</i>
Altura de las aletas	0.625 <i>plg</i>	0.015875 <i>m</i>
Espesor de las aletas	0.0625 <i>plg</i>	0.0015875 <i>m</i>
Espacio entre aletas	0.0625 <i>plg</i>	0.0015875 <i>m</i>
Número de aletas	8 aletas/ <i>plg</i>	315 aletas/ <i>m</i>
Espaciado entre tubos	2.375 <i>plg</i>	0.06033 <i>m</i>
Conductividad de aleta	120 <i>Btu/hFpie</i>	208 <i>W/Km</i>

Tabla C.6: Datos físicos intercambiador de calor E-16

Cálculo de factores geométricos

Conociendo las dimensiones del intercambiador se calculan los factores geométricos.

Superficie sin aletas:

$$A_u = \pi N_f S_s = 3.1416 \times 8 \times 12.375 = 1.57 \frac{p \lg^2}{p \lg}$$

Superficie aletada:

$$A_f = \left(\frac{\pi}{2} \right) N_f (d_f^2 - d_e^2) + \pi N_f d_f \delta_f$$

$$A_f = \left[\frac{3.1416}{2} \times 8 \times (2.25^2 - 1^2) \right] + (3.1416 \times 8 \times 2.25 \times 0.0625) = 54.6 \frac{p \lg^2}{p \lg}$$

Superficie desnuda:

$$A_b = \pi d_e^2 = 3.1416 \times 1^2 = 3.14 p \lg^2$$

Relación de área libre:

$$A_l = 1 - \left[\frac{N_f (d_f \delta_f + d_e s_f)}{P_T} \right]$$

$$A_l = 1 - \left[\frac{8((2.25 \times 0.0625) + (1 \times 0.0625))}{2.375} \right] = 0.3158$$

Altura equivalente:

$$l_{fe} = l_f \left(1 + \frac{\delta_f}{2l_f} \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{d_f}{d_e} \right) \right)$$

$$l_{fe} = 0.625 \times \left(1 + \frac{0.0625}{2 \times 0.625} \right) \left(1 + 0.35 \ln \left(\frac{2.25}{1} \right) \right) = 0.8425 p \lg$$

Superficie fresca:

$$A_g = l_b w_b N_b = 29.833 \text{ pie} \times 2.854 \text{ pie} \times 1 = 85.1 \text{ pie}^2$$

Área de flujo entre los tubos:

$$A_p = A_l A_g = (0.3158 \times 85.1 \text{ pie}^2) \frac{144 \text{ plg}^2}{\text{pie}^2} = 3,872 \text{ plg}^2$$

Área de operación del ventilador:

$$A_v \frac{\pi d_v^2}{4} = \frac{3.1416 \times (14 \text{ plg})^2}{4} = 153.42 \text{ plg}^2$$

Velocidad estándar entre los tubos:

$$v_{a,s} = \frac{W_a}{\rho_{a,s} A_p} = \frac{14.24 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{1.0433 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 2.498 \text{ m}^2} = 4.75 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 56,099 \frac{\text{pie}}{\text{h}}$$

Velocidad a través del ventilador:

$$v_a = \frac{W_a}{\rho_a A_v} = \frac{14.24 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{1.043 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 14.3 \text{ m}^2} = 0.479 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 5,653 \frac{\text{pie}}{\text{h}}$$

Coeficiente de transferencia de la aleta:

$$\alpha'_f = 15(v_{a,s})^{0.681}$$

$$\alpha'_f = 15 \left(4,750 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^{0.681} = 43 \frac{\text{W}}{\text{Km}^2} = 8 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \text{ hF}}$$

Parámetro de eficiencia de la aleta:

$$m_e = \left(\frac{2\alpha'_f}{k_f \delta_f} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2 \times 43 \frac{\text{W}}{\text{Km}^2}}{208 \frac{\text{W}}{\text{Km}} \times 0.0015875 \text{ m}} \right)^{\frac{1}{2}} = 16.20$$

Eficiencia de la aleta:

$$\Omega_{fe} = \frac{\tanh(m_e l_{fe})}{m_e l_{fe}} = \frac{\tanh(16.2 \times 0.021m)}{16.2 \times 0.021m} = 0.962$$

Coefficiente de transferencia de calor de la aleta:

$$h_o = \frac{\alpha'_f (\Omega_f A_f + A_u)}{A_b}$$

$$h_o = \frac{8 \frac{Btu}{pie^2 hF} \left(0.962 \times 54.6 \frac{p\lg^2}{p\lg} + 1.57 \frac{p\lg^2}{p\lg} \right)}{3.14 \frac{p\lg^2}{p\lg}} = 131 \frac{Btu}{pie^2 hF} = 746 \frac{W}{Km^2}$$

Condiciones de proceso	Sistema inglés	SI
Temperatura de entrada del aire	85 <i>F</i>	302 <i>K</i>
Temperatura de salida del aire	215 <i>F</i>	375 <i>K</i>
Temperatura media logarítmica	62.7	34.9
Capacidad calorífica del aire	0.2397 <i>Btu/lb.F</i>	1003.0 <i>J/Kg.K</i>
Densidad del aire	0.06509 <i>lb./pie³</i>	1.0433 <i>Kg./m³</i>
Temperatura del líquido a la entrada	412 <i>F</i>	484 <i>K</i>
Temperatura del líquido a la salida	95 <i>F</i>	308 <i>K</i>
Factor óptimo ξ_a	1.32	1.32
Conductividad térmica del líquido	0.0628 <i>Btu/hFpie</i>	0.108644 <i>W/mK</i>
Capacidad calorífica del líquido	0.57 <i>Btu/lb.F</i>	2,385 <i>J/KgK</i>
Viscosidad del líquido	0.9178 <i>lb./(pie)(h)</i>	3.79E-04 <i>Pa s</i>
API del flujo líquido	44.9	44.9
Densidad flujo líquido (15 °C)	50.0 <i>lb./pie³</i>	801.35 <i>Kg./m³</i>
Densidad entrada del líquido	0.6 <i>lb./pie³</i>	10.2 <i>Kg./m³</i>
Densidad salida del líquido	49.1 <i>lb./pie³</i>	786.2 <i>Kg./m³</i>
Densidad a la temperatura promedio	44.8 <i>lb./pie³</i>	717.1 <i>Kg./m³</i>
Flujo másico	11,540 <i>lb./h</i>	1.454 <i>Kg./s</i>

Tabla C.7: Condiciones y propiedades físicas obtenidos del proceso y del simulador.

Masa velocidad:

$$G_s = \frac{W_s}{A_x} = \frac{11,540 \frac{lb.}{h}}{0.56 \pi e^2} = 20,650 \frac{lb.}{\pi e^2 h} = 28 \frac{Kg}{m^2 s}$$

Numero de Reynolds:

$$Re_t = \frac{G_{st} d_i}{\mu} = \frac{20,650 \frac{lb.}{\pi e^2 h} \times 0.782 \text{ plg} \frac{\pi e}{12 \text{ plg}}}{0.9178 \frac{lb.}{\pi e h}} = 1,466$$

Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} = \frac{0.9178 \frac{lb.}{\pi e h} \times 0.57 \frac{Btu}{lb.F}}{0.0628 \frac{Btu}{\pi e h F}} = 8$$

Numero Graetz:

$$Gz = \frac{Re Pr d_i}{l_t} = \frac{1,466 \times 8 \times 0.782 \text{ plg} \frac{\pi e}{12 \text{ plg}}}{30 \pi e} = 26.5$$

Coeficiente de expansión térmica B :

$$\beta = \frac{2(\rho_2 - \rho_1)}{(\rho_2 + \rho_1) \times \Delta T}$$

$$\beta = \frac{2(49 - 0.6) \frac{lb.}{\pi e^3}}{(49 + 0.6) \frac{lb.}{\pi e^3} \times (412 - 95) F} = 0.00615 F^{-1}$$

Grashof:

$$Gr = \frac{g\beta\rho^2 d_i^3 (\Delta T)}{\mu^2}$$

$$Gr = \frac{9.81 \times 0.00615 F^{-1} \times \left(44.8 \frac{lb.}{pie^3}\right)^2 \times \left(\frac{0.782 p\lg pie}{12 p\lg}\right)^3 (412 - 95) F}{\left(0.9178 \frac{lb.}{pie h}\right)^2} = 535,525,848$$

Una vez conocida estos parámetros se puede calcular el coeficiente por el lado interno considerando las siguientes condiciones:

A) Si $Re > 10,000$ (Régimen turbulento) utilizamos:

$$h_i = 0.025 \left(\frac{K}{d_i}\right) Pr^{0.495} Re^{0.795} e^{[-0.0258(\ln Pr)^2]}$$

B) Si $2,000 > Re < 10,000$ (Régimen de transición) utilizamos:

$$h_i = 0.1 \left(\frac{K}{d_i}\right) \left(Re^{\frac{2}{3}} - 125\right) Pr^{0.495} e^{[-0.0225(\ln Pr)^2]} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l_t}\right)\right]^{\frac{2}{3}}$$

C) Si $Re < 2,000$ y $Gz > 9$ (Régimen laminar) utilizamos:

$$h_i = 1.75 \left(\frac{K}{d_i}\right) \left[Gz + 0.0083(Gr Pr)^{0.75}\right]^{\frac{1}{3}}$$

Los resultados obtenidos indican que el régimen es laminar, por tal razón se utiliza el caso C sustituyendo la ecuación obteniendo el coeficiente de transferencia interno.

$$h_i = 4,494 \frac{W}{Km^2} = 791.47 \frac{Btu}{pie^2 hF}$$

Calculo de h_{io} :

$$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \left(\frac{h_i d_i}{\phi_t d_e}\right) = \frac{791.47 \frac{Btu}{pie^2 hF} \times 0.782 p\lg}{1 p\lg} = 618.9 \frac{Btu}{pie^2 hF} = 3514.3 \frac{W}{Fm^2}$$

Conociendo ambos coeficientes de transferencia el interno y el externo, se calculan los coeficientes totales de transferencia de calor.

Coefficiente total limpio:

$$U_c = \frac{h_{io} h_i}{h_{io} + h_i} = \frac{618.9 \frac{Btu}{pie^2 hF} \times 791.47 \frac{Btu}{pie^2 hF}}{618.9 \frac{Btu}{pie^2 hF} + 791.47 \frac{Btu}{pie^2 hF}} = 116.8 \frac{Btu}{pie^2 hF} = 615.3 \frac{W}{Fm^2}$$

Coefficiente total de diseño:

$$U_D = \frac{(t_2 - t_1)}{0.00088 \xi_a \left(\frac{T_2 + T_1}{2} - t_1 \right)}$$

$$U_D = \frac{(215 - 85)F}{0.00088 \times 1.32 \left(\frac{(412 - 95)F}{2} - 85F \right)} = 117 \frac{Btu}{pie^2 hF} = 664 \frac{W}{Km^2}$$

Factor de obstrucción:

$$R_D = \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_c} = \frac{U_D - U_c}{U_c U_D}$$

$$R_D = \frac{116.8 \frac{Btu}{pie^2 hF} - 117 \frac{Btu}{pie^2 hF}}{116.8 \frac{Btu}{pie^2 hF} \times 117 \frac{Btu}{pie^2 hF}} = -0.00068 \frac{pie^2 hF}{Btu} = -0.00012 \frac{Km^2}{W}$$

Caída de presión en el bulto:

$$\Delta P_b = 0.1466 N_r v_{a,s}^{1.75} = 0.1466 \times 5 \times \left(4,750 \frac{m}{s} \right)^{1.75} = 11.2 mmH_2O = 0.22 psig$$

Caída de presión en el ventilador:

$$\Delta P_p = b \rho_a v_a^2 = 0.075 \times 1.043 \frac{Kg}{m^3} \times \left(0.479 \frac{m}{seg} \right)^2 = 0.02 mmH_2O = 0.0003 psig$$

Caída de presión total:

$$\Delta P_{ah} = \Delta P_b + \Delta P_p = (0.2166 + 0.0003) psig = 0.2169 psig$$

C.3 Cálculo en el intercambiador de calor E-7

En el sistema de precalentamiento de la unidad de hidrogenación intervienen dos tipos de corrientes una fría (líquido); la cual entra por el lado de los tubos, y una caliente (mezcla líquido-gas), que pasa por la coraza. La mezcla líquido-gas es conocido como efluente de la unidad de hidrogenación.

Balance de calor en el intercambiador E-7

Datos de la corriente que pasa por los tubos del intercambiador E-7 W_{C-94}

Temperatura de entrada t_1 : 139 F

Temperatura de salida t_2 : 288 F

Temperatura promedio: 213.5 F

Gravedad API : 44.9

Densidad a temperatura promedio: 46.01 lb/pt^3

Capacidad calorífica a temperatura promedio C_p : 0.547 $Btu/lb.F$

Flujo volumétrico: 601 bls/d

Flujo másico W_{C-94} : 155,261 $lb./d$

Como se puede observar por el lado de los tubos hay un gran incremento de temperatura, pero no existe cambio de fase según el rango de destilación para esta corriente, por tal razón se realizará el cálculo de calor por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{abs(E-7)} = W_{C-94} C_p \Delta T$$

$$Q_{abs(E-7)} = (155,261 \frac{lb.}{d} \times 0.49 \frac{Btu}{lb.F} \times (288 - 139) F) \times \frac{d}{24h}$$

$$Q_{abs(E-7)} = 0.53 \times 10^6 \frac{Btu}{h}$$

Datos de la corriente que pasa por la coraza del intercambiador E-7 W_{C-95}

Temperatura de entrada T_1 : 340 F

Temperatura de salida T_2 : 190 F

Temperatura promedio: 265 F

Capacidad calorífica a temperatura promedio C_p : 0.608 $Btu/lb.F$

Flujo másico W_{C-95} : 6,556 $lb./h$

Por el lado de la coraza se realiza el cálculo del calor cedido de igual manera, que por el lado de los tubos, ya que no existe cambio de fase.

$$Q_{ced(E-7)} = W_{C-95} C_p \Delta T$$

$$Q_{ced(E-7)} = (6,556 \frac{lb.}{h} \times 0.608 \frac{Btu}{lb.F} \times (340 - 190) F)$$

$$Q(ced)_{E-7} = 0.60 \times 10^6 \frac{Btu}{h}$$

Como observamos el calor cedido es mayor que el calor absorbido, esto debido a pérdidas de calor al ambiente ya que este intercambiador trabaja con el producto caliente por el lado de la coraza. Para obtener la eficiencia energética o la capacidad actual de trabajando.

$$\varepsilon = \frac{Q_r}{Q_{\max}} 100$$

$$\varepsilon = \frac{0.60 \times 10^6}{6.5 \times 10^6} \times 100 = 9.2\%$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor para el intercambiador E-7

Lado de los tubos		
Longitud tubo	$l \text{ (pie)}$	20
Diámetro externo	$d_{te} \text{ (plg)}$	0.75
Diámetro interno	$d_{ti} \text{ (plg)}$	0.532
Número de tubos	N_t	412
Número de pasos	N	2
Área de flujo por tubo	$a'_t \text{ (plg}^2\text{)}$	0.223
Lado de la coraza		
Diámetro interno	$D \text{ (plg)}$	22.598
Espaciado entre deflectores	$B \text{ (plg)}$	5.709
Espaciado entre tubos	$P_T \text{ (plg)}$	0.9374
Espacio entre tubos	C'	0.1874

Tabla C.8: Datos físicos del intercambiador E-7

Cálculo de MLDT (Temperatura media logarítmica)

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

ΔT_1 : Diferencia de temperaturas frías

ΔT_2 : Diferencia de temperaturas calientes

T_1 : Temperatura de entrada por la coraza 340 F

T_2 : Temperatura de salida de la coraza 190 F

t_a : Temperatura de entrada a los tubos 139 F

t_2 : Temperatura de salida de los tubos 288 F

$$\Delta T_{\log} = \frac{(340 - 190) - (288 - 139)}{\ln\left(\frac{340 - 190}{288 - 139}\right)} = 53.99$$

Cálculo por el lado de los tubos

Área total de flujo:

$$a_t = \frac{Na_t}{144n} = \frac{412 \times 0.223}{144 \times 2} = 0.32 \text{ pie}^2$$

Calculo de masa velocidad

$$G_t = \frac{W}{a_t} = \frac{155,261 \text{ lb.}}{0.32 \text{ pie}^2} \times \frac{d}{24h} = 20,279 \frac{\text{lb.}}{\text{pie}^2 h}$$

con la viscosidad de la corriente fría obtenida con el caracterizador de corrientes se encuentra el número de Reynold

$$\mu = 1.148 \text{ lb./pie h}$$

$$Re_t = \frac{d_i G_t}{\mu} = \frac{0.532 \times 20,279}{1.148} = 783$$

Con el número de Reynold determinamos el factor de transferencia de calor jH en la Fig. A.14 del Apéndice A.

$$JH = 2.3$$

Cálculo por el lado de la coraza

Calculamos el área de flujo:

$$a_s = \frac{C' Db}{P_r 144} = \frac{0.1874 \times 22.598 \times 5.709}{0.9374 \times 144}$$

$$a_s = 0.09 \text{ pie}^2$$

Con este valor se encuentra la masa velocidad:

$$G_s = \frac{W_s}{a_s} = \frac{6556 \text{ lb/h}}{0.09 \text{ pie}^2} = 73,208 \text{ lb./pie}^2 h$$

con la viscosidad de la corriente caliente obtenida con el caracterizador de corrientes se encuentra el número de Reynold

$$\mu = 0.7503 \text{ lb./pie h}$$

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu_s} = \frac{0.55 \times 73,208}{0.7503} = 4472$$

la conductividad térmica la obtenemos del caracterizador de corrientes

$$k = 0.0651$$

$$\phi t = 1$$

Luego se calculan el coeficiente de calor h_i

$$h_i = j_H \frac{k}{d_i} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{1/3} \phi_t$$

$$h_i = 2.3 \frac{0.0651}{0.532} \left(\frac{1.148 \times 0.547}{0.0651} \right)^{1/3} 1 = 7$$

Con este valor se obtiene el coeficiente de transferencia de calor h_{io}

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_e} = 7 \times \left(\frac{0.532}{0.575} \right) = 5 \frac{Btu}{hpie^2 F}$$

Con el número de Reynold determinamos el factor de transferencia de calor j_H en la Fig. A.21 del Apéndice A.

$$j_H = 35$$

la conductividad térmica se obtiene del caracterizador de corrientes

$$k_s = 0.0620$$

$$\phi t = 1$$

Luego se calcula el coeficiente de calor h_o

$$h_o = j_H \frac{k}{d_o} \left(\frac{\mu C_p}{k} \right)^{1/3} \phi_t$$

$$h_o = 35 \frac{0.0620}{0.55} \left(\frac{0.7503 \times 0.608}{0.0620} \right)^{1/3} 1 = 92.1$$

Para continuar con los cálculos se necesita calcular las temperaturas calóricas, para esto se encuentran las coordenadas para F_T

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{(340 - 190)F}{(288 - 139)F} = 1.01$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{(288 - 139)F}{(340 - 288)F} = 2.86$$

$$T_c = T_{prm} = \frac{T_2 + T_1}{2} = \frac{340 + 190}{2} = 265F$$

$$t_c = t_{prm} = \frac{t_2 - t_1}{2} = \frac{288 + 139}{2} = 213.5F$$

Con estos valores se encuentra la temperatura de la pared

$$t_w = t_c + \frac{\frac{h_{io}}{\phi_t}}{\left(\frac{h_{io}}{\phi_t} + h_o \right)} \times (T_c - t_c)$$

$$t_w = 213.5 + \frac{5}{(92.5 + 5)} \times (265 - 213.5) \quad t_w = 262.3$$

Con la temperatura de la pared se encuentra nuevamente la viscosidad y recalculamos h_{io} y h_o , luego recalculamos la temperatura de la pared como esta cumple con:

$$t_w = t_{w2} = 262.3 \approx 263.2$$

Cálculo del coeficientes de transferencia de calor total limpio

Como explicamos anteriormente la viscosidad del aceite caliente no cambia significativamente con el cambio de temperatura en el intercambiador por tal razón con los valores obtenidos de h_{io} y h_o procedemos a calcular el coeficiente de transferencia de calor total limpio U_c

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{5 \times 92.5}{5 + 92.5} = 4.83 \frac{Btu}{hpie^2 F}$$

Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor total sucio

$$U_D = \frac{Q_r}{AF_T \Delta T_{\log}} = \frac{0.598 \times 10^6 \frac{Btu}{h}}{1610 pie^2 \times 1F \times 53.99} = 6.9 \frac{Btu}{hpie^2 F}$$

Cálculo del factor de ensuciamiento

$$R_D = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{4.86 - 6.9}{4.86 \times 6.9} = -0.06 \frac{hpie^2 F}{Btu}$$

Comprobación de flujo máximo de Calor:

$$\frac{Q_r}{A} = \frac{0.598 \times 10^6 \frac{Btu}{h}}{1610 pie^2} = 372 \frac{BTU}{h \times pies^2}$$

El valor máximo permitido según Donald K. es de $20,000 Btu/hpie^2$ por tanto no excede este valor.

Cálculo de la caída de presión por el lado de los tubos.

En los intercambiadores de calor tubo y coraza si se calcula la caída de presión por ambos lados. Utilizando el número de Reynolds por los tubos, se encuentra el factor de fricción (f_t) en el apéndice A Fig. A.13 por el lado de los tubos, luego determinamos la caída de presión por los tubos.

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 l n}{5.22 \times 10^{10} d_{ti} g s \phi}$$

Donde:

l : longitud de los tubos 20 *pie*, n : numero de pasos 2, d_{ti} : diámetro interno 0.532 *plg*
 s : gravedad específica del aceite caliente 0.802

$$\Delta P_t = \frac{0.00072 \times 20,279^2 \times 20 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times \frac{0.5532}{12} \times 0.802 \times 1} = 0.0064 \text{ psi}$$

Con el valor de masa velocidad G_t obtenemos la expresión cabeza velocidad $\frac{V^2}{2g}$ en el apéndice A Fig. A.15, con este valor determinamos la caída de presión en el retorno de los tubos (codos).

$$\Delta P_r = \left(\frac{4n}{gs} \right) \times \left(\frac{V^2}{2g} \right) = \left(\frac{4 \times 2}{0.802} \right) \times 0.0001 = 0.001 \text{ psi}$$

La caída de presión por la coraza se calcula por medio de las ecuaciones utilizadas para el cálculo por los tubos, pero con los datos para la coraza.

$$\Delta P_s = \frac{f G^2 D_i (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e g s \phi}$$

Donde:

l : longitud de los tubos 20 *pie*, $N+1$: numero de cruces 52.55, D_e : diámetro equivalente 0.55
 D_i diámetro interno de la coraza 22.598 *plg* s : gravedad específica del aceite caliente 0.680

$$\Delta P_s = \frac{0.0025 \times 73,208^2 \times 52.55 \times 22.598}{5.22 \times 10^{10} \times \frac{0.55}{12} \times 0.680 \times 1} = 0.9019 \text{ psi}$$

La caída de presión total es:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r + \Delta P_s = 0.001 + 0.0064 + 0.9019 = 0.9074 \text{ psi}$$

Como se menciono anteriormente, esta mezcla es calentada para entrar al R-900 por medio del intercambiador de calor el E-15 el cual trabaja con aceite caliente.

C.4 Cálculo en el intercambiador de calor E-15

Este intercambiador sigue la misma secuencia utilizada en el intercambiador de calor E-28, en el Apéndice C-2, obteniendo los siguientes resultados:

Lado de los tubos	$^{\circ}API$	entrada F	salida F	Promedio F	ρ a la Tm. $lb./pie^3$	Flujo Vol. bb/d	Flujo másico $Lb./h$	Cp promedio $Btu/lb F$
W_A	33.8	557.0	320.0	438.5	44.1	350	3,613	0.6489

Tabla C.9: Datos de la corriente de por el lado de los tubos intercambiador E-15.

Lado de la coraza	entrada F	salida F	Flujo másico $lb./h$	Cp promedio $Btu/lb. F$
$W_{C-94,10}$	151.0	300.0	6,660	0.553

Tabla C.10: Datos de la corriente de por el lado de la coraza intercambiador E-15.

Lado de los tubos		
Longitud tubo	l (pie)	16
Diámetro externo	d_{te} (plg)	1
Diámetro interno	d_{ti} (plg)	0.782
Número de tubos	N_t	106
Número de pasos	N	2
Área de flujo por tubo	a'_t (plg ²)	0.479
Área de flujo	a_t (pie ²)	0.18
Masa velocidad	G_t	20,492
Viscosidad del aceite	μ (lb./pie h)	0.886
Número de Reynolds	$Re_t = DG_t/\mu$	1,508
Factor de transf. calor	jH	5.1
Conductividad térmica	k	0.0539
Número Prandtl	$Pr = Cp\mu/k$	10.66
$k*Pr^{1/3}$	$k(Cp*\mu/k)^{1/3}$	0.119
Coef. de transf. $h_i/\phi t$	$Btu/(h pie^2 F)$	9
Coef. de transf. $h_{io}/\phi t$	$Btu/(h pie^2 F)$	7
$(\mu/\mu_w)^{0.14}$	ϕt	0.8832
MLTD = ΔT_{log}	F	209.93
Temp. adimensional R		1.6
Temp. adimensional S		0.4
Factor de corrección F_T		1.00
Factor de fricción f_t	pie^2/plg^2	0.00038
Velocidad V	pie/s	0.12902
Cabeza velocidad $V^2/2g$	$Lb./plg^2$	0.00011
Gravedad específica s		0.85602

Tabla C.11: Datos de construcción y cálculo de factores por el lado de los tubos del E-15.

Lado de la Coraza		
Fluido frio N° 94	<i>Flujo de E-15</i>	
Diámetro interno	D (plg)	16.85
Espaciado entre deflectores	B (plg)	9
Espaciado entre tubos	P_T (plg)	1.25
Espacio entre tubos	C'	0.25
Área transversal de flujo	a_s (pie ²)	0.2
Masa velocidad	G_s (lb./pie h)	31,620
Viscosidad C ₉₅	μ (lb./pie h)	0.9801
Diámetro equivalente	De	0.72
Número de Reynolds	$Re_s = DeG_s/\mu$	1,936
Factor de transf. de calor	jH	20
Conductividad térmica	k	0.0636
Número Prandtl	$Pr = Cp\mu/k$	8.52
$k*Pr^{1/3}$	$k(Cp*\mu/k)^{1/3}$	0.130
$(\mu/\mu_w)^{0.14}$	ϕ_s	1
Coef. de transf h _o	$Btu/(h\ pie^2 F)$	43.3
Factor de fricción f_s	pie^2/plg^2	0.0028
Gravedad específica s		0.450
Número de cruces en la coraza	$(N+I)=l2l/b$	1.33

Tabla C.12: Datos de construcción y cálculo de factores por el lado de la coraza del E-15.

Balance de calor y coeficiente de diseño	
$Q_{C-94,81}$	0.549×10^6
Q_w	0.556×10^6
ε	13.0
Coeficiente limpio total U_c	6.22
Coeficiente total de diseño U_D	5.89
Factor de ensuciamiento R_D	0.0090
Comprobación de flujo máximo	1,263

Tabla C.13: Balance de calor y coeficientes de diseño en el intercambiador E-15.

Caída de presión en la coraza ΔP_s	0.0037 <i>psi</i>
Caída de presión en los tubos ΔP_t	0.0018 <i>psi</i>
Caída de presión en el retorno ΔP_r	0.0010 <i>psi</i>
Caída de presión en los tubos ΔP_T	0.0028 <i>psi</i>

Tabla C.14: Caídas de presión en el intercambiador E-15.

C.5 Cálculo en el intercambiador de calor E-58 doble tubo.

Este tipo de intercambiadores son útiles en la industria petroquímica para calentar o enfriar fluidos sin que exista cambio de fase.

Datos de construcción	Lado del ánulo		Lado del tubo interno	
Diámetro Nominal	0.1016	<i>m</i>	0.0381	<i>m</i>
Diámetro externo	0.1143	<i>m</i>	0.0603	<i>m</i>
Grueso del tubo	0.006	<i>m</i>	0.0039	<i>m</i>
Diámetro Interno	0.108	<i>m</i>	0.0564	<i>m</i>
Número de tubos aletados N_t		-----	1	-----
Altura de la Aleta l_f			0.0195	<i>m</i>
Espesor de la aleta δ_ϕ			0.0009	<i>m</i>
Número de aletas N_f			40	
Material del Tubo	Carbon Steel			
Conductividad de aleta	38	<i>Btu/hFpie</i>	66	<i>W/Km</i>

Tabla C.15: Datos de construcción en el intercambiador de calor E-58.

Cálculo de transferencia de calor en el ánulo

A_e es el área seccional de la coraza:

$$A_e = \frac{\pi}{4} D_i^2 = \frac{3.1416}{4} (0.1143m)^2 = 0.009m^2$$

Perímetro Húmedo (P_w):

$$P_w = \pi D_i + A_t = (3.1416 \times 0.1143) + 1.56 m^2/m = 2.054m$$

Diámetro equivalente:

$$D_e = \left(\frac{4A_x}{P_w} \right) = \left(\frac{4 \times 0.0009m^2}{2.054m} \right) = 0.12m$$

Área de Flujo para aletas soldadas en U:

$$A_x = A_e - \left[\frac{\pi d_e^2}{4} + N_f \delta_f \left(l_f - \frac{3\delta_f}{2} \right) \right] N_t$$

$$A_x = 0.009 - \left[\frac{(0.0009)^2 \pi}{4} + (1 + 0.0195) \left(0.0195 - \frac{3 \times 0.0009}{2} \right) \right] \times 1 = 0.006m^2$$

Superficie Aletada:

$$A_f = 2N_f l_f = 2 \times 40 \times 0.195m = 1.56m^2/m$$

Superficie sin aletas:

$$A_u = \pi d_e - N_f \delta_f = (3.1416 \times 0.0603) - (40 \times 0.0009) = 0.153m^2/m$$

Área externa de la superficie aletada por metro:

$$A_t = A_f + A_u = [2N_f l_f + (\pi d_e - N_f \delta_f)] N_t$$

$$A_t = 1.56 + 0.153 = 1.713m^2/m$$

Conociendo condiciones de entrada y salida de las corrientes en el intercambiador E-58

Propiedades Físicas	Fluido del ánulo (líquido)	Fluido en el tubo (gas)
Temperatura de Entrada	469.3 <i>K</i>	309.3 <i>K</i>
Temperatura de Salida	444.8 <i>K</i>	391.5 <i>K</i>
Temperatura media	457.0	
Cp del flujo	2,692 <i>J/KgK</i>	3,813 <i>J/KgK</i>
Viscosidad del flujo	2.25x10 ⁴ <i>Pa s</i>	1.19E-05 <i>Pa s</i>
Conductividad térmica	0.1002 <i>W/mK</i>	0.1168 <i>W/mK</i>
MLDT	104.0	104.0 -----
Flujo másico	6,556 <i>lb./h</i>	1,370 <i>lb./h</i>
Flujo másico	0.826 <i>Kg/s</i>	0.173 <i>Kg/s</i>
Densidad de entrada	126.7 <i>Kg/m³</i>	5.19 <i>Kg/m³</i>
Densidad de salida	133.7 <i>Kg/m³</i>	4.10 <i>Kg/m³</i>
Densidad promedio	130.20 <i>Kg/m³</i>	4.578 <i>Kg/m³</i>

Tabla C.16: Balance de calor y coeficientes de diseño.

Masa Velocidad por el ánulo

$$G_s = \frac{W_s}{A_x} = \frac{0.826 \frac{Kg}{s}}{0.006 m^2} = 138.92 \frac{Kg}{s.m^2}$$

Cálculo de Reynolds, Prandtl. El valor del h_f depende directamente del régimen de flujo, como este se mantiene en régimen de transición seguimos con la siguiente secuencias.

$$Re_s = \frac{D_e \times G_s}{\mu} = \frac{0.012 \times 138.92}{2.25 \times 10^{-4}} = 7,151$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\kappa} = \frac{2.25 \times 10^{-4} \times 2.692}{0.1002} = 6.044$$

Si $2,000 < Re < 10,000$ (Régimen de Transición)

$$h_f = 0.1 \left(\frac{k}{d_i} \right) \left(Re^{2/3} - 125 \right) Pr^{0.495} e^{\left\{ -0.0225 (\ln Pr)^2 \right\}} \left(1 + \left(\frac{d_i}{l_t} \right) \right)^{2/3}$$

$$h_f = 0.1 \left(\frac{0.1002}{0.012} \right) \left(7151^{2/3} - 125 \right) 6044^{0.495} e^{\left\{ -0.0225 (\ln 6044)^2 \right\}} \left(1 + \left(\frac{0.1002}{7.62} \right) \right)^{2/3} = 483 W / Km^2$$

Una vez calculada h_i , determinamos el coeficiente de transferencia de calor de la aleta sucia α'_f .

$$\frac{1}{\alpha'_f} = \frac{1}{h_f} + r_o$$

Donde r_o para líquidos orgánicos con viscosidad $< 5cp$ es de 0.0004 [22]

$$\alpha'_{f'} = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + r_o} = \frac{1}{0.0021 + 0.0004} = 404.78 W / Km^2$$

Parámetro de eficiencia de la aleta:

$$m_e = \left(\frac{2\alpha'_f}{k_f \delta_f} \right)^{1/2} = \left(\frac{2 \times 404.78}{66 \times 0.0009} \right)^{1/2} = 116.74$$

Eficiencia de la aleta:

$$\Omega_f = \frac{\tanh(m_e l_f)}{m_e l_f} = \frac{\tanh(116.74 \times 0.0195)}{116.74 \times 0.0195} = 0.430$$

Coeficientes de transferencia de calor:

$$h_o = \frac{\alpha'_f (\Omega_f A_f + A_u)}{A_i} = \frac{404.78 (0.430 \times 1.560 \times 0.153)}{0.1286} = 2,595 W / Km^2$$

Cálculo de transferencia de calor en el tubo interno

Área interna del tubo interno se calcula mediante la expresión (5.28) pero referida al tubo interno.

$$a_i = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{3.1416 \times 0.0564^2}{4} = 0.0025 m^2$$

Masa Velocidad:

$$G_t = \frac{W_t}{a_i} = \frac{0.173}{0.0025} = 69.12 Kg / sm^2$$

Los números adimensionales de Re y Pr se calculan siguiendo la secuencia anterior pero con los datos del tubo interno, obteniendo los siguientes resultados.

$$Re_t = \frac{d_i \times G_t}{\mu} = \frac{0.0564 \times 69.12}{1.19 \times 10^{-5}} = 327,529$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\kappa} = \frac{1.19 \times 10^{-5} \times 3,813}{0.1168} = 0.39$$

Cálculo del coeficiente de transferencia por el tubo interno:

$$h_i = 0.0225 \left(\frac{k}{d_i} \right) Pr^{0.495} Re^{0.795} e^{\left\{ -0.0225 (\ln Pr)^2 \right\}}$$

$$h_i = 0.0225 \left(\frac{0.1168}{0.0564} \right) 0.39^{0.495} 327,529^{0.795} e^{\left\{ -0.0225 (\ln 0.39)^2 \right\}} = 694 W / Km^2$$

$$h_{io} = h_i \frac{d_i}{d_e} = 694 \times \left(\frac{0.0564}{0.0603} \right) = 649 W / Km^2$$

Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor global:

$$U_c = \frac{h_{io} h_i}{h_{io} + h_i} = \frac{649 \times 2595}{649 + 2595} = 519 \frac{W}{Km^2} = 91 \frac{Btu}{hpie^2 F}$$

Conociendo el factor de ensuciamiento de la literatura de $R_D = 0.0002 Km^2/W$

Coeficiente total de diseño:

$$U_D = \frac{1}{\frac{1}{R_D + U_c}} = 470.1 \frac{W}{Km^2} = 83 \frac{Btu}{hpie^2 F}$$

Balance de calor por el ánulo:

$$Q_s = W_s C_p \Delta T = 0.826 \frac{Kg}{s} \times 2692 \frac{J}{KgK} \times (469.3 - 444.8)K = 5.44 \times 10^4 W$$

$$Q_s = 0.185 \times 10^6 \frac{Btu}{h}$$

Balance de calor por el tubo interno:

$$Q_t = W_t C_p \Delta t = 0.173 \frac{Kg}{s} \times 3813 \frac{J}{KgK} \times (391.5 - 309.3)K = 5.41 \times 10^4 W$$

$$Q_s = 0.185 \times 10^6 \frac{Btu}{h}$$

Cálculo de caída de presión por el lado del anulo

Para calcular las caídas de presión de un doble tubo por el lado del anulo debe ser utilizada la siguiente expresión:

Como $Re_s \Rightarrow 10,000$

$$f_s = \frac{0.0445}{Re_s^{0.1865}} = \frac{0.0445}{7,151^{0.1865}} = 0.0085$$

$$\Delta P_i = \left(\frac{4 f_s l G_s^2}{2 \rho D_e} \right) = \left(\frac{4 \times 0.0085 \times 8.64m \times (138.92kg/s)^2}{2 \times 130.2Kg/m^3 \times 0.012m} \right) = 1,881.2 Pa$$

También deben considerares las caídas de presión por el cambio de dirección en la horquilla este se obtiene de:

$$\Delta P_u = \frac{G_s^2}{4\rho_s} = \frac{(138.92 \text{ Kg/sm}^2)^2}{4 \times 130.2 \text{ Kg/m}^3} = 37 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_U + \Delta P_i = 1,881.2 + 37 = 1,918.2 \text{ Pa} = 0.28 \text{ psi}$$

Cálculo de caída de presión por el lado del tubo interno

En el cálculo de las caídas de presión por el tubo interno deben utilizarse las ecuaciones siguientes:

Como $Re_t \Rightarrow 3,380$ (turbulento)

$$f_i = 0.0035 + \frac{0.264}{Re_t^{0.42}} = 0.0035 + \frac{0.264}{(327,529)^{0.42}} = 0.00477$$

$$\Delta P_i = \left(\frac{4 f_i l G_s^2}{2 \rho D_e} \right) = \left(\frac{4 \times 0.00477 \times 8.64 \text{ m} \times (69.12 \text{ kg/s})^2}{2 \times 4.578 \text{ Kg/m}^3 \times 0.0564 \text{ m}} \right) = 1,527.4 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_u = \frac{G_s^2}{4\rho_s} = \frac{(69.12 \text{ Kg/sm}^2)^2}{4 \times 4.578 \text{ Kg/m}^3} = 261 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_T = \Delta P_U + \Delta P_i = 1,527.4 + 261 = 1,788.2 \text{ Pa} = 0.26 \text{ psi}$$

Según la secuencia de equipos en el proceso se debería mostrar el ejemplo de cálculo para los equipos E-9, E-901, E-902, E-30 y la torre T-809 pero no se mostraran debido a que estos son idénticos en su resolución a los equipos E-30, E-16 y T-802, y los datos y resultados obtenidos de estos pueden ser observados en apéndices D

APÉNDICE D

**Tablas de resultados obtenidos a partir de análisis de los balances
de masa, energía y la verificación de parámetros de diseño.
(Ver CD-ROM)**

APÉNDICE E

Fotos de la planta de solventes Fénix.
(Ver CD-ROM)